



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

PROYECTO FIN DE CARRERA

PLAN DE VIABILIDAD DE UNA PLANTA DE COGENERACIÓN EN UNA INDUSTRIA QUÍMICA.

Autor: Alvar Gonzalez Vitores

Tutor: Ricardo Del Río Rubio

Ingeniería técnica industrial: mecánica

Departamento de Ingeniería Mecánica

Octubre 2015

INDICE

MEMORIA

1. Introducción
 1. Antecedentes
 2. Objeto del proyecto
 3. Alcance
 4. Objetivos
2. La cogeneración
 1. Aspectos generales
 2. Breve historia
 3. Tipos de proyectos
 4. Diferentes tecnologías
 - i. Turbina de vapor a contrapresión
 - ii. Turbina de vapor de condensación con extracción
 - iii. Turbina de gas
 - iv. Motor alternativo de combustión interna
 - v. Comparación y características principales
 5. Ventajas e inconvenientes
3. Estado del arte de las tecnologías
 1. Estado del arte del motor alternativo de gas. Aspectos generales
 - i. Motores a gas de mezcla pobre
 - ii. Prestaciones del motor
 - iii. Aplicaciones para cogeneración
 - iv. Medidas para mejorar el rendimiento en plantas con motores alternativos
 1. Ciclos de cola en motores
 - v. Mantenimiento del motor de gas
 2. Estado del arte calderas de aceite térmico. Aspectos generales
 - i. Descripción de las calderas acuotubulares
 - ii. Componentes de las calderas acuotubulares
 - iii. Caldera de recuperación de aceite térmico
4. Descripción del proceso actual y análisis de la demanda energética.
 1. Introducción
 2. Descripción del proceso actual
5. Solución adoptada. Selección de la instalación de cogeneración.
 1. Selección de la tecnología
 2. Funcionamiento del sistema
6. Análisis económico de viabilidad
 1. Análisis de la demanda actual
 2. Estudio de viabilidad
7. Conclusiones
8. Planos
9. Referencias y anexos

1.- INTRODUCCION

1.1. ANTECEDENTES

Con objeto de la obtención del título de Ingeniería técnica industrial: mecánica así como Grado en Ingeniería Mecánica realizo este proyecto acerca de la instalación de un sistema de generación de energía eléctrica simultaneado con una generación de energía térmica para satisfacer de este modo las necesidades de una planta química dedicada a la manufactura y envasado de selladores y adhesivos.

Habiendo desempeñado durante 3 años, primero unas prácticas como becario del departamento de mantenimiento y más tarde en la oficina técnica, labores de optimización del mantenimiento y de la producción en sí misma, el que suscribe se interesa por conocer la estructura energética de la fábrica así como plantearse cómo hacerla más eficiente, llegando a desarrollar el estudio que a continuación se presenta como Proyecto Fin de Carrera.

1.2. OBJETO DEL PROYECTO

El presente pretende justificar la viabilidad técnico-económica de una Planta de Cogeneración como alternativa a la actual estructura energética existente en la fábrica considerada, basándonos en cubrir la demanda de calor de la fábrica en todo momento haciendo un uso racional de la energía primaria consumida.

Por medio de la cogeneración se va a modificar la estructura energética de la planta, logrando un aumento del rendimiento del uso de la energía y consecuentemente un ahorro de energía primaria, que se traduzca a su vez un ahorro económico que haga rentable dicha modificación.

La cogeneración consiste, a grandes rasgos, en la producción simultanea de energía térmica y eléctrica (mecánica) con un rendimiento o factor de utilización (FUE) superior al de un sistema de producción de energía convencional llegando en muchos casos a superar el 80 %.

1.3. ALCANCE

El proyecto consta básicamente del estudio de viabilidad y del desarrollo de la ingeniería básica teniendo los siguientes apartados:

- A. Estudio energético justificativo de los consumos demandas y de los ahorros de energía a conseguir.
- B. Análisis de la rentabilidad económica de la inversión necesaria y posibles beneficios y ahorros económicos obtenibles.

- C. Estado del arte de las tecnologías involucradas en el estudio, caldera de aceite térmico, motor de combustión interna a gas y caldera de recuperación de aceite térmico.
- D. Anteproyecto de la instalación
 - Definición de los equipos necesarios.
 - Disposición de la instalación final.

Lo anterior habrá de ser elaborado en base y tomando en consideración las siguientes limitaciones:

- Máxima flexibilidad de la instalación con el fin de garantizar siempre el suministro energético de la planta (averías o paradas).
- Optimización al máximo de la energía generada con los nuevos equipos.
- Reducir al mínimo indispensable el consumo externo de electricidad de tal manera de que el equipo cogenerador esté en funcionamiento lo máximo posible.

1.4. OBJETIVOS

El objeto del proyecto será el estudio, la definición y el análisis económico del conjunto de equipos e instalaciones que permitan la implantación de una planta de cogeneración en la fábrica química, la cual cubrirá la demanda térmica que precisa actualmente la planta para sus procesos productivos mediante el aprovechamiento de la energía térmica procedente de los gases de escape y del circuito de refrigeración de un motor de combustión interna alternativo, utilizando como combustible, gas natural canalizado de la red, aprovechando la acometida existente en el polígono industrial en el que está situado.

Los datos referentes a dicha planta son por lo tanto reales y están basados en mediciones realizadas recientemente.

Un sistema de cogeneración se proyecta fundamentalmente para ahorrar dinero e incluso, para generar dinero, premisas primordiales en el ejercicio empresarial. Dado que básicamente son los ahorros o beneficios los que justifican dicho proyecto, el proceso previo a la toma de decisión tendrá como objeto fundamental determinar si realmente la cogeneración es una opción que permite alcanzar estas metas.

Plantear este proyecto lo más real posible, dentro del carácter docente del mismo, es otro objetivo en sí mismo

2.- LA COGENERACIÓN

2.1. ASPECTOS GENERALES. CONCEPTO

El objetivo de la cogeneración es la producción simultánea de calor útil y electricidad o energía mecánica de manera que se utilice la mayor parte de la energía contenida en un combustible, en lugar de sólo una pequeña fracción.

En junio de 1980, la “Federal Energy Regulatory Commission”, en sus “Rulemaking on Cogeneration and Small Power Production”, define la cogeneración como:

“La producción secuencial de energía eléctrica (o mecánica) y de energía térmica útil, a partir de la misma fuente primaria”

siendo ésta la definición actual.

Existen también numerosas definiciones que se han venido utilizando en relación a éste concepto como son:

- Calefacción de distrito (U.K.): instalaciones centralizadas productoras de calor para comunidades, que generan simultáneamente electricidad como subproducto.
- Sistemas de Energía Total: instalaciones destinadas a un autoabastecimiento energético completo.

Se muestra a continuación un esquema comparativo de sistema convencional de producción de energía con un sistema de cogeneración para obtener los mismos beneficios. El esquema empleado es un diagrama de Sankey:

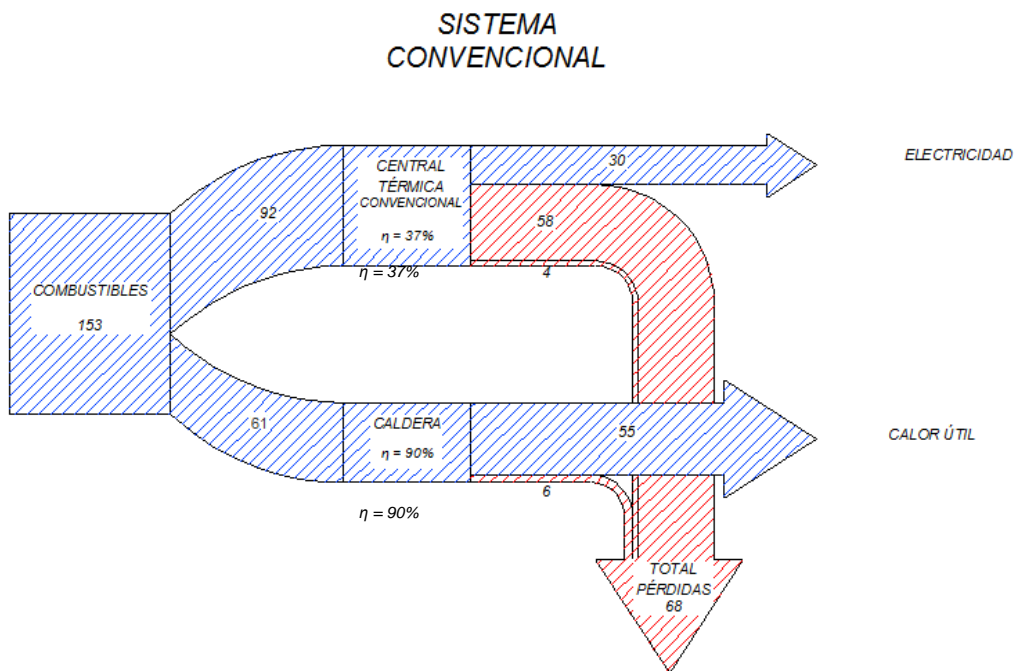


Fig.: 2.1. Diagrama de Sankey de un sistema convencional.

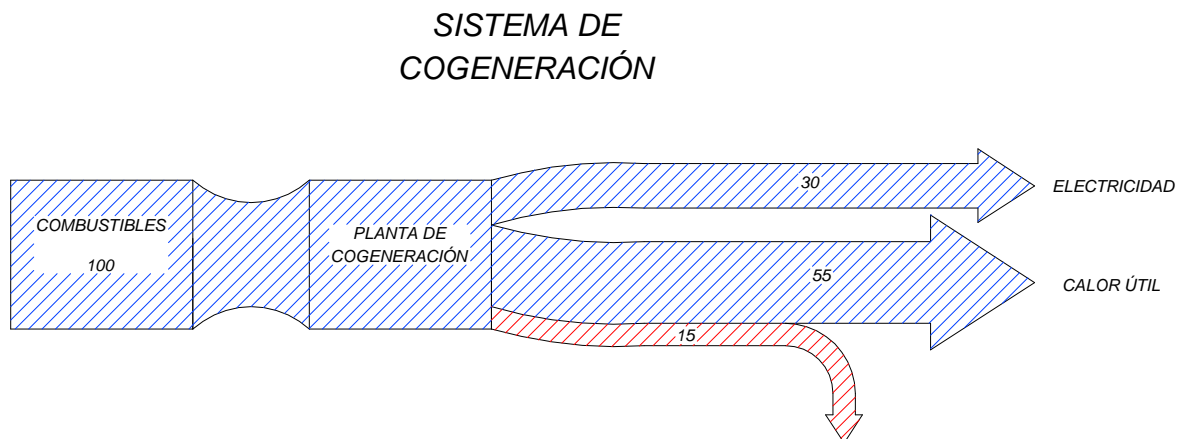


Fig.: 2.2. Diagrama de Sankey de un sistema de cogeneración genérico.

De acuerdo con estos valores supuestos, se obtiene que el porcentaje de ahorro de energía primaria es:

$$AEP\% = \left(1 - \frac{100}{153}\right) \cdot 100 = 35\%$$

2.2. BREVE HISTORIA

La cogeneración no es un concepto nuevo, ya que hace más de cien años que los países del norte de Europa aprovechaban el calor residual de las centrales eléctricas para calefacción y desde Europa se extendió a los EE.UU.

Hacia 1900 el desarrollo de la cogeneración era forzado para asegurar el suministro eléctrico dado que la red eléctrica no era capaz de sustentar la demanda generada por el crecimiento del sector industrial.

La construcción de centrales térmicas, la ampliación de las redes de distribución y el incremento de la seguridad de suministro, acompañado todo ello por una disminución de los precios de la electricidad condujeron a la disminución del desarrollo de la cogeneración.

La industria del gas intentó relanzar la cogeneración para usos residenciales y comerciales hacia 1960, pero los bajos precios de adquisición de la electricidad cogenerada ofrecidos por las compañías eléctricas (si había posibilidad de conexión) y las elevadas tarifas de suministro de emergencia para cogeneradores lograron el prácticamente desmantelamiento de los sistemas de energía total.

Con la crisis del petróleo de 1973 se crea la “PURPA” (Public Utility Regulatory Policy Act) estableciéndose una primera norma que rige los principios básicos para la compra de electricidad producida por los cogeneradores y por generadores de pequeña potencia. Todavía eran necesarios algunos desarrollos posteriores debidos a las apelaciones de las compañías eléctricas.

2.3. TIPOS DE PROYECTOS

Dada la doble finalidad de producción de energía en forma de electricidad y calor útil de la cogeneración, existen una serie de conceptos relativamente recientes a pesar de la antigüedad de la idea. Básicamente se pueden resumir en cuatro tipos de proyectos:

- Proyectos en los que intervienen las compañías eléctricas

Proyectos en los que las eléctricas se valen de la cogeneración por ejemplo para evitar cubrir los picos de demanda o para proporcionar el personal de operación de la planta mediante subcontratación si la empresa cogeneradora no dispusiese del adecuado.

- Proyectos de cogeneración industriales

Son del concepto tipo “cogeneración” definido anteriormente, desarrollado dentro de una instalación industrial para la obtención simultánea de calor útil y electricidad.

- Sistemas de calefacción de distrito (“district heating”)

Sistemas en los que a partir de una central de generación, se distribuye servicio de calefacción, agua caliente sanitaria e incluso refrigeración a un cierto número de usuarios. En los países nórdicos, la mayor parte de esta energía térmica tiene su origen en el calor residual de las grandes centrales térmicas.

- Sistemas de energía total

Utilizan generalmente plantas de generación de 10 MW como máximo, están ubicadas en un edificio, proporcionando electricidad, calefacción, refrigeración y agua caliente sanitaria a un conjunto de usuarios reducido.

2.4. DIFERENTES TECNOLOGÍAS

Posibilidades de situación:

- Ciclos de cabecera (“topping”). Es el más usado, la energía eléctrica es generada en el primer escalón, la energía térmica resultante se manda a proceso.
- Ciclos de cola (“bottoming”). La energía térmica resultante del proceso se utiliza para producir energía eléctrica.

De las diferentes tecnologías existentes, podemos destacar como más interesantes por ser las que abarcan la mayoría de las instalaciones:

- Turbinas de vapor.
- Turbinas de gas.
- Motores alternativos de combustión interna.

2.4.1. TURBINA DE VAPOR A CONTRAPRESION

El vapor entra a la turbina en el estado correspondiente a la salida del generador (caldera) y sale en las condiciones demandadas por el proceso. La entalpía de vaporización (calor latente), que se perdería en un ciclo de potencia clásico (ciclo rankine, ver figura Fig.: 2.3), es aprovechada en el proceso resultando con ello un importante aumento del rendimiento global de la instalación.

DIAGRAMA T-s CICLO BÁSICO RANKINE

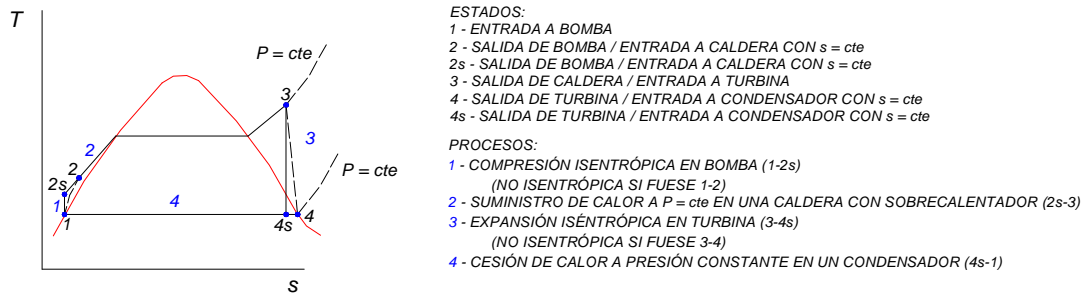


Fig.: 2.3. Diagrama de T – s de un ciclo Rankine.

El rendimiento obtenido con este ciclo:

$$\eta_{t, Rankine} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$$

Estas turbinas pueden ser de contrapresión pura o contener una o varias extracciones automáticas que mantengan constante la presión de extracción independientemente del caudal extraído.

Factores que dominan la potencia máxima obtenible:

- Entalpía del vapor a la entrada de la turbina, h_t
- Entalpía del vapor a la salida, coincidente con el estado del vapor requerido en proceso, h_{sal}
- Rendimiento isentrópico, η_s
- Caudal másico, \dot{m}
- Rendimiento mecánico, η_m

Las unidades pequeñas suelen tener un rendimiento isentrópico pequeño, que para cogeneración, dependiendo de la relación calor / electricidad demandada quizás no represente un problema.

Sobre el comportamiento general de las turbinas de vapor podemos apuntar que:

- El rendimiento interno aumenta con la potencia.
- El rendimiento interno mejora al aumentar el grado de recalentamiento del vapor, como consecuencia de una reducción en las pérdidas debidas a la presencia de humedad (título menor que la unidad en las etapas finales de la turbina).
- Cada turbina se diseña para una cierta relación de presión, de forma que el rendimiento disminuye si ésta es distinta a la de diseño.
- La relación potencia/caudal que la atraviesa es aproximadamente lineal (línea de Willans) de forma que es importante el conocimiento de ésta para predecir el comportamiento de la turbina a carga parcial.

Se puede apreciar un esquema típico en ciclo de cabecera de este tipo de instalación en la figura Fig.: 2.4.

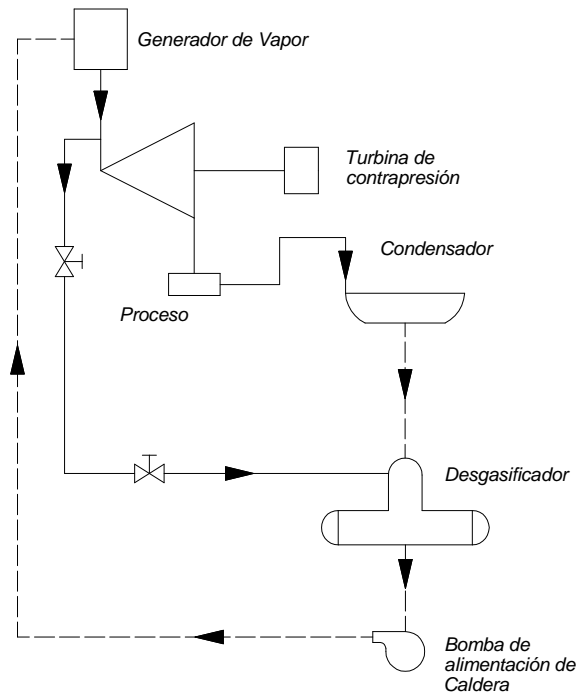


Fig.: 2.4. Circuito típico de una instalación con turbina de vapor a contrapresión.

2.4.2. TURBINA DE VAPOR DE CONDENSACION CON EXTRACCION

Un esquema básico de este tipo de configuración con una extracción en ciclo de cabecera se puede apreciar en la figura Fig.:2.5.

Este tipo de turbina puede considerarse como dos turbinas en serie, una de contrapresión pura y otra de condensación. El vapor sale de la caldera y entra en la etapa de alta presión de la turbina. En la extracción se obtiene un consumo de vapor igual a la demanda de proceso. Si el caudal de vapor generado es mayor que la demanda de proceso, el resto se conduce a la etapa de baja presión o de condensación.

El interés de esta turbina es la capacidad de satisfacer una relación de energía térmica / eléctrica que puede variar en un intervalo muy amplio.

Cuando la demanda de vapor es elevada, la máquina trabaja prácticamente como si fuese una turbina de contrapresión pura, si la demanda de proceso va disminuyendo, el exceso de vapor es enviado a la etapa de condensación de la turbina generando un trabajo / electricidad adicional. Si no existiese el cuerpo de condensación, ese vapor tendría que ser venteadado a la atmósfera, o bien el generador de vapor tendría que trabajar a carga parcial con la consecuente pérdida de rendimiento.

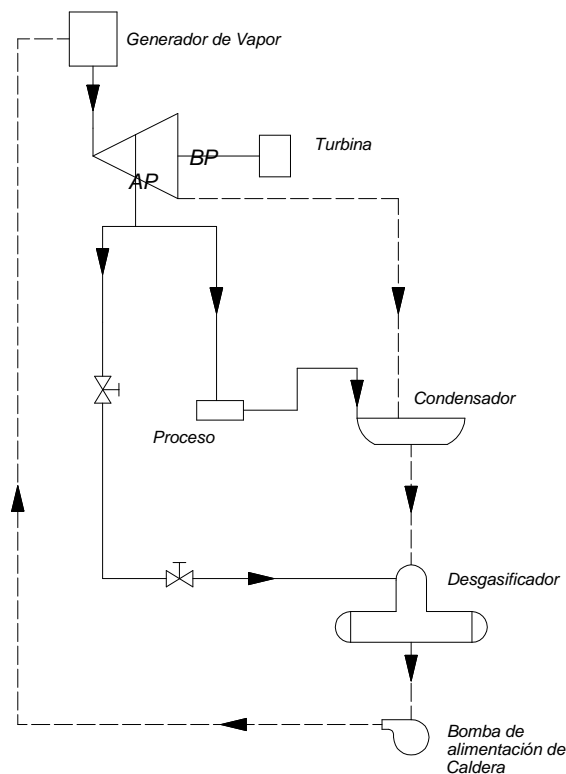


Fig.: 2.5. Circuito típico de una instalación con turbina de vapor de condensación.

Los rendimientos de cada etapa dependerán del caudal de vapor que las atraviesa, por lo que la etapa de contrapresión tendrá rendimiento máximo siempre que el generador funcione a plena carga, mientras que la etapa de condensación presentará máximo rendimiento para extracción de vapor nula y carga máxima del generador, lo que sería incompatible con el concepto de cogeneración. El rendimiento de la máquina será el resultado de ambos.

En algunas ocasiones puede resultar interesante de cara a mejorar el rendimiento del sistema el sustituir la turbina de dos etapas por dos turbinas, una de contrapresión pura y otra de condensación. De esta manera, cuando la turbina de condensación no sea necesaria se pararía junto con sus auxiliares ahorrando energía. En contra de esta ventaja, tenemos que para arrancar la turbina de condensación cuando hiciese falta habría que perder un tiempo de periodo previo de calentamiento con los problemas siempre asociados a los paros y arranques de este tipo de máquinas. Además, habrá que tener en cuenta que el precio de dos turbinas es siempre superior al de una.

Está claro que conforme vaya disminuyendo la demanda de vapor a proceso (extracción), irá disminuyendo el rendimiento global de la máquina dado que habrá más cantidad de energía que se disipe en el condensador. Éste es el principal inconveniente de este tipo de sistemas, junto con el elevado precio de las turbinas de vapor, y la razón por la cual no esté demasiado extendido. Sin embargo hay situaciones en las cuales su uso es recomendable:

- El combustible para generar el vapor está disponible a bajo precio, bien a partir de residuos o bien porque es un calor residual que se recupera.
- La potencia producida por la etapa / grupo de condensación se puede emplear para cubrir los picos de la demanda de electricidad.
- La potencia producida por la etapa / grupo de condensación puede ser utilizada de reserva o emergencia en el caso de tener varios generadores.
- En proyectos conjuntos industria-compañía eléctrica, la potencia producida por la etapa / grupo de condensación puede ser utilizada de acuerdo con las fluctuaciones de la demanda.

2.4.3. TURBINA DE GAS

Hay dos tipos básicos de turbinas de gas, como pone de manifiesto la figura Fig.: 2.6.

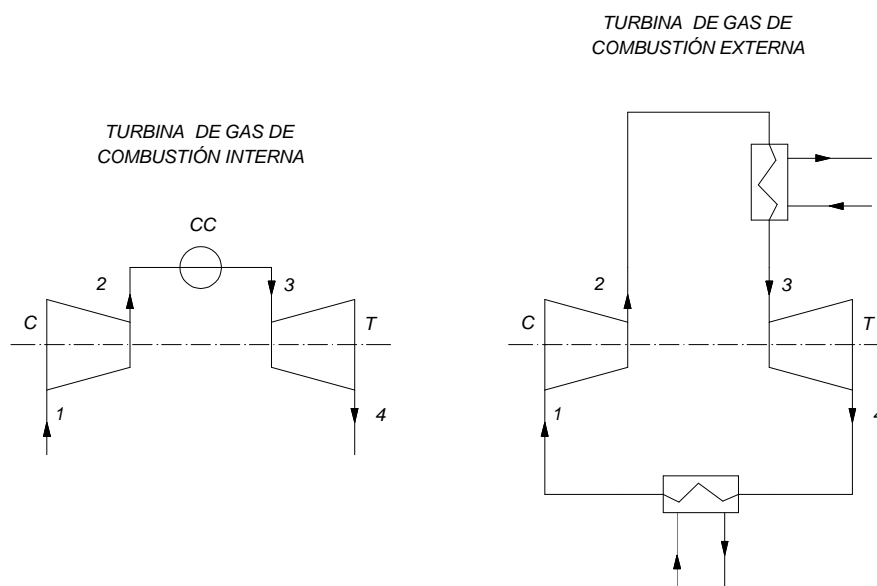


Fig.: 2.6. Representaciones de turbina de gas.

Estas máquinas operan en Ciclo Brayton de aire estándar como ciclo básico, ciclo representado en la figura Fig.: 2.7.

DIAGRAMA T-s Y P-v CICLO BÁSICO BRAYTON DE AIRE ESTÁNDAR

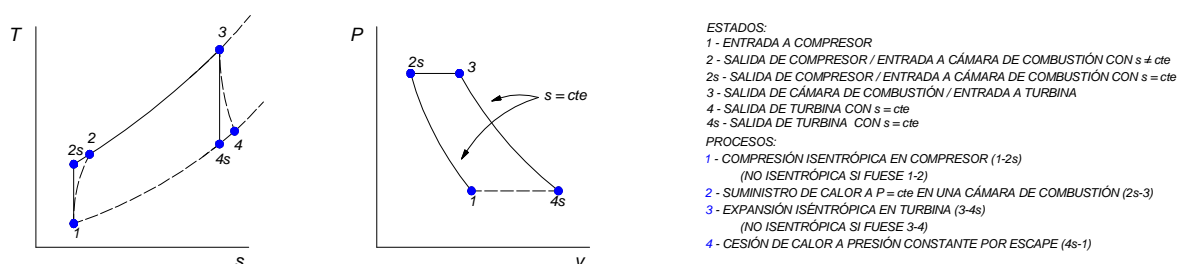


Fig.: 2.7. Diagrama de T – s de un ciclo Brayton.

El rendimiento obtenido con este ciclo:

$$\eta_{t, \text{Brayton}} = 1 - \frac{1}{r^{(\gamma-1)/\gamma}}$$

para $\gamma, c_p, c_v = cte$ (aires en condiciones estándar)

A continuación se describen brevemente cada una de los dos tipos anteriormente mencionados:

En una TG de combustión externa (TGCE), un fluido de trabajo que suele ser aire o un gas inerte, describe un proceso cíclico recibiendo y cediendo calor a través de sendos intercambiadores de calor (calentador y enfriador). El foco caliente son los gases procedentes de la combustión de un combustible en una cámara de combustión mientras que el foco frío es el agua de refrigeración, que cede calor en el enfriador al ambiente. Tanto un tipo de turbina como otro puede ser utilizado en cogeneración, la ventaja de las de combustión externa radica en que a través de sus componentes no circulan productos provenientes de combustión, minimizando problemas de corrosión y desgaste. Por ello se pueden utilizar una gran variedad de combustibles en ellas en comparación con las de combustión interna. Sin embargo requieren una inversión mayor debido al control de emisiones por el empleo de combustibles de peor calidad y por la mayor complejidad de la máquina respecto a las de combustión interna.

En una TG de combustión interna (TGCI), también llamada de ciclo abierto, la combustión se produce en el seno del fluido de trabajo, de manera que no existe intercambio de calor a través de una superficie de intercambio. Los gases de combustión son cedidos al ambiente una vez expansionados en la turbina y el compresor aspira de nuevo aire atmosférico. El valor relativamente bajo del rendimiento térmico de estas máquinas (CI) unido al exceso de aire requerido para asegurar una temperatura aceptable a la entrada de la turbina, originan un importante contenido energético en los gases de escape y la posibilidad de recuperar dicho calor residual. Las TGCI emplean gas natural o derivados de alta calidad como combustibles, aunque se ha probado con carbón pulverizado sin buenos resultados. En la actualidad se investiga sobre la utilización del combustible resultante de la gasificación del carbón.

En general, el rendimiento de este tipo de turbinas está afectado por:

- Parámetros de diseño, como relación de presiones, temperatura de entrada a la turbina, combustible empleado, si existe recuperación, etc.
- Condiciones ambientales en que opera, fundamentalmente de la temperatura ambiental, humedad y de la altitud.
- Carga de trabajo.

En una instalación de cogeneración, generalmente, el funcionamiento de una turbina de gas puede realizarse de tres maneras distintas:

- Siguiendo las fluctuaciones de la demanda térmica.
- Siguiendo las fluctuaciones de la demanda eléctrica.
- Trabajando continuamente a plena carga, que es el más recomendable.

Existen numerosas configuraciones en función de los requerimientos de cada industria, entre las cuales podemos destacar:

- Gases de escape directos a secaderos o procesos metalúrgicos.

Esquema Básico TG en Secaderos

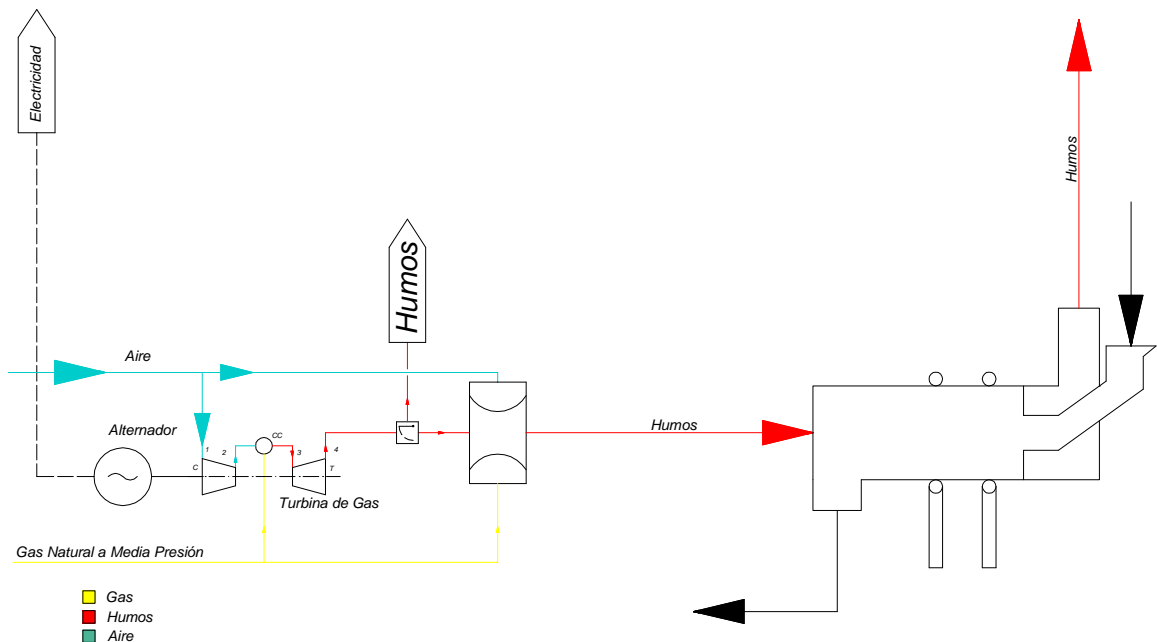


Fig.: 2.8. Esquema básico de la instalación de turbinas de gas en secaderos.

- Gases de escape a caldera de recuperación de gases residuales para producción de vapor para proceso o aplicaciones.

Esquema Básico TG con Caldera de Recuperación

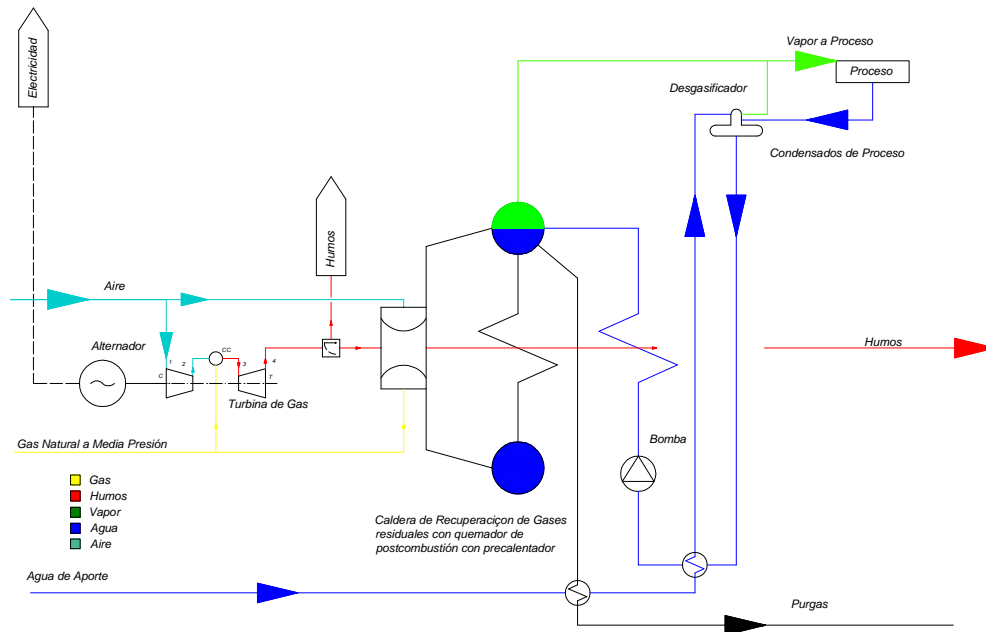


Fig.: 2.9. Esquema básico de la instalación de turbinas de gas con caldera de recuperación.

- Ciclo combinado.

Esquema Básico Ciclo Combinado con TG y TV

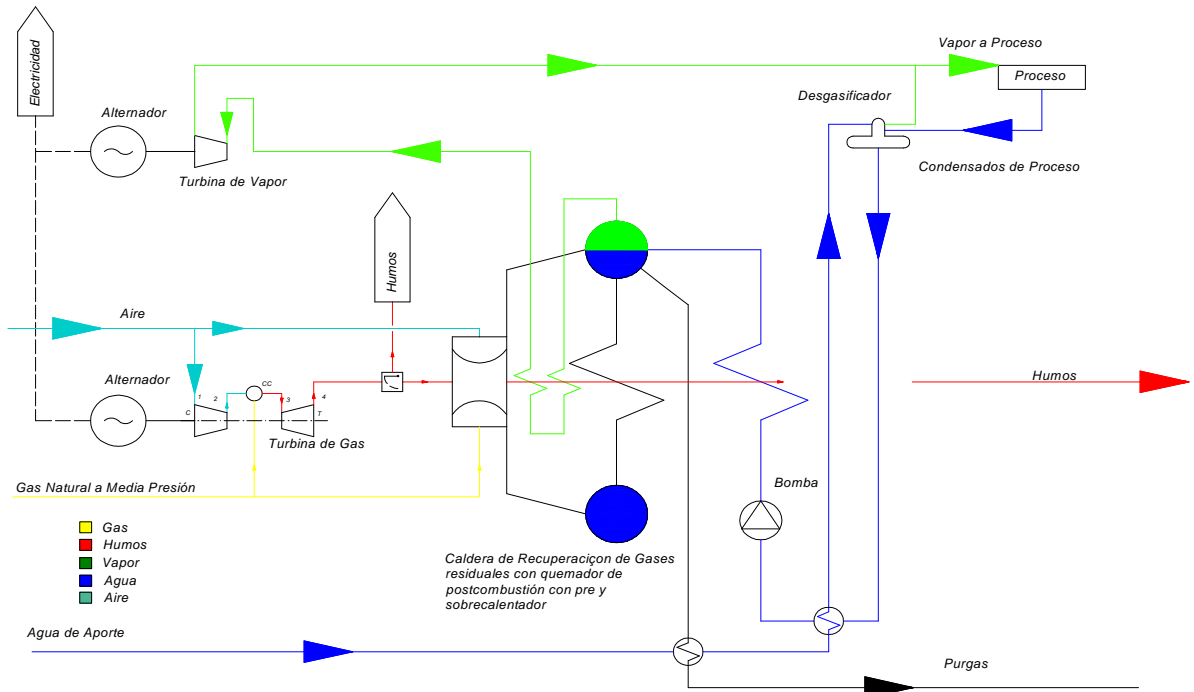


Fig.: 2.10. Esquema básico de un ciclo combinado.

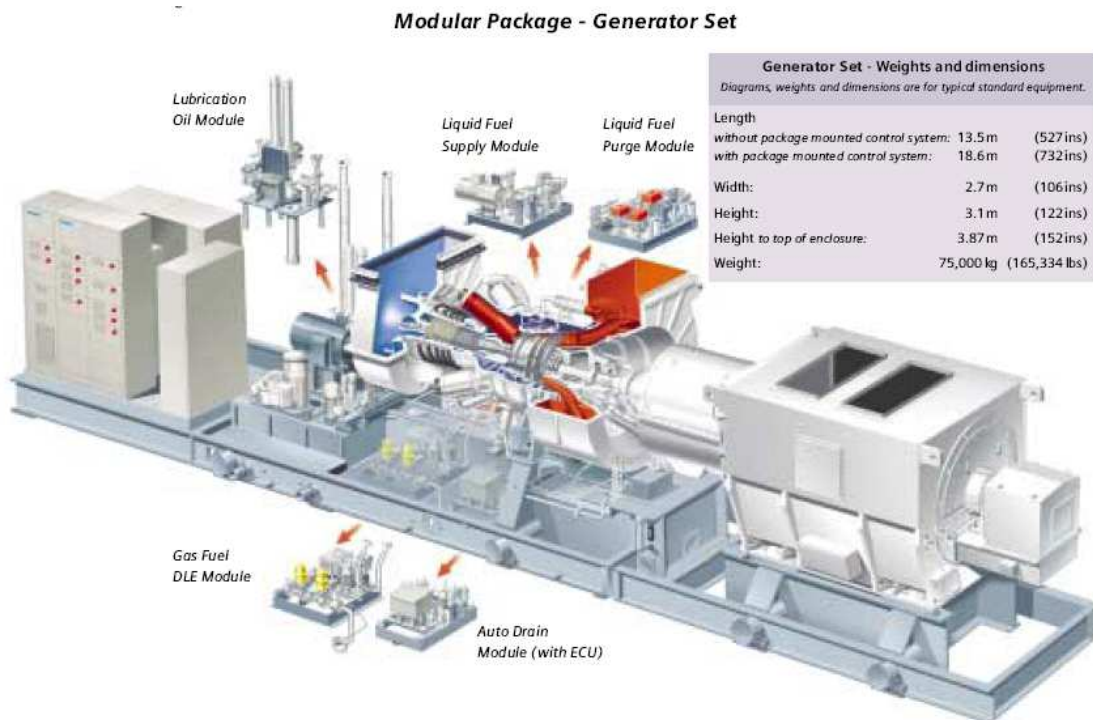


Fig.: 2.11. Dibujo con dimensiones de un sistema generador de turbina de gas.

2.4.4. MOTOR ALTERNATIVO DE COMBUSTION INTERNA

Los motores alternativos de combustión interna son de gran interés para la cogeneración, se caracterizan por su versatilidad ya que pueden emplear combustibles de distinta calidad y están disponibles en un amplio rango de potencias.

Como es sabido, según el tipo de ignición, los motores pueden ser de encendido provocado (o de explosión), MEP, o de encendido por compresión (o diesel), MEC. Los MEP tienen como ciclo de funcionamiento básico el Ciclo Otto de aire estándar y los MEC el Ciclo Diesel o en su defecto el Ciclo Dual también conocido como Sabathé que quizás se aproxime más al funcionamiento real de este tipo de motores.

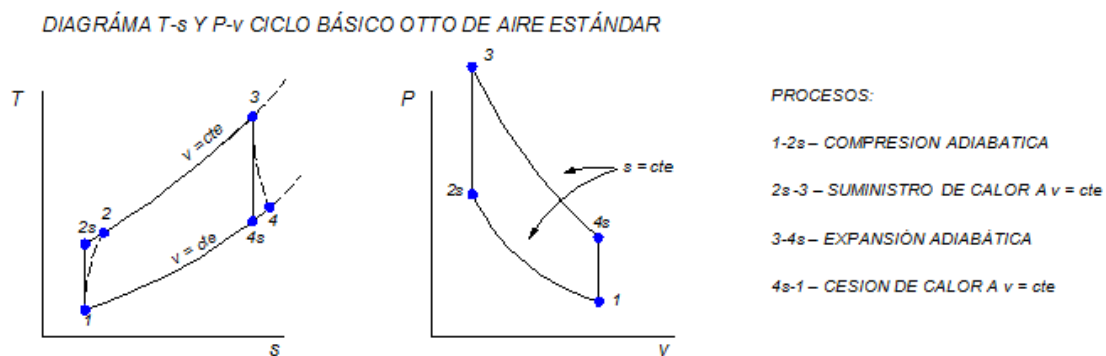


Fig.: 2.12. Diagrama de T – s y P-v de un ciclo Otto.

El rendimiento obtenido con este ciclo:

$$\eta_{t,Otto} = 1 - \frac{1}{[r^{(\gamma-1)}]}$$

para $\gamma, c_p, c_v = cte$ (aire en condiciones estándar)

donde $r = \text{relación de compresión} = \frac{V_1}{V_2}$

$\gamma = \text{relación de capacidades térmicas} = \frac{C_p}{C_v}$

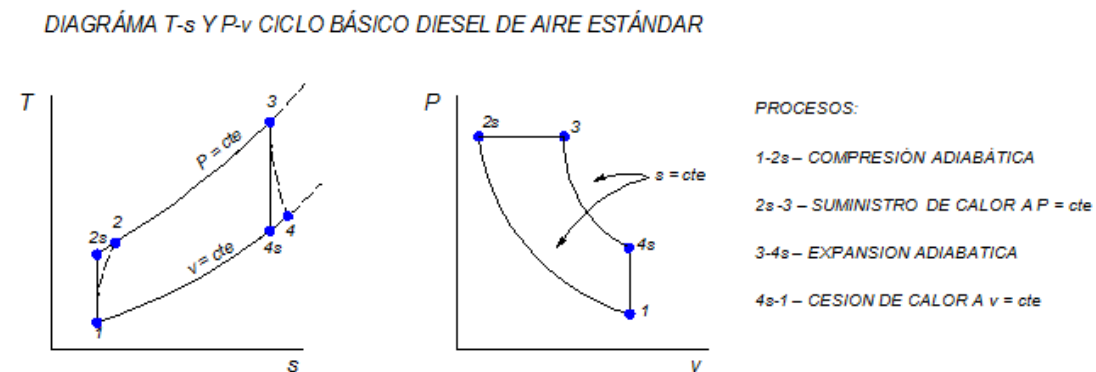


Fig.: 2.13. Diagrama de T – s y P-v de un ciclo Diesel.

El rendimiento obtenido con este ciclo:

$$\eta_{t,Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{(\gamma-1)}} \left[\frac{r_c^\gamma - 1}{\gamma(r_c - 1)} \right] = 1 - \frac{T_4 - T_1}{\gamma(T_3 - T_2)}$$

para $\gamma, c_p, c_v = \text{cte}$ (aire en condiciones estándar)

donde $r = \text{relación de compresión} = v_1/v_2$

$r_c = \text{relación de corte} = v_3/v_2$

$\gamma = \text{relación de capacidades térmicas} = c_p/c_v$

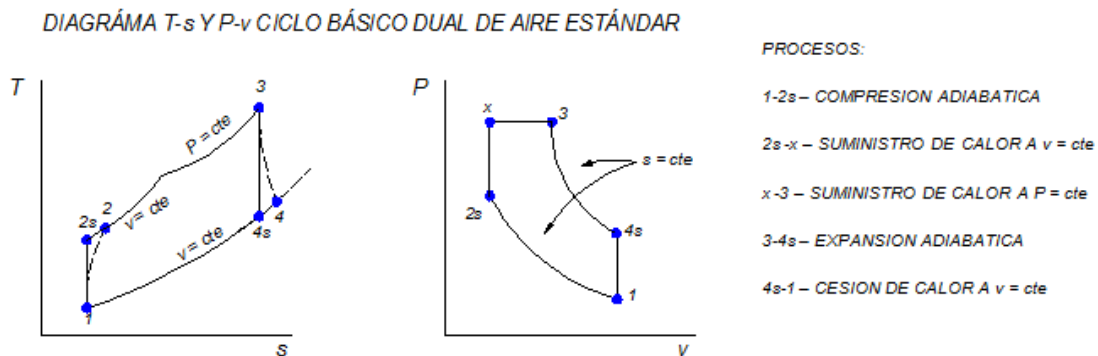


Fig.: 2.14. Diagrama de T – s y P-v de un ciclo Dual.

El rendimiento obtenido con este ciclo:

$$\eta_{t,Dual} = 1 - \frac{1}{r^{(\gamma-1)}} \left[\frac{r_{p,v} r_c^\gamma - 1}{\gamma r_{p,v} (r_c - 1) + r_{p,v} - 1} \right]$$

para $\gamma, c_p, c_v = \text{cte}$ (aire en condiciones estándar)

donde $r_{p,v} = \text{relación de presiones} = P_3/P_2$

A igualdad de relación de compresión, los MEP dan un mejor rendimiento que los MEC, pero los MEC soportan una mayor relación de compresión debido al mejor comportamiento frente a la detonación de los combustibles de los MEP.

Atendiendo al ciclo de combustión, los MACI pueden ser de 4 o de 2 tiempos, además según la presión de admisión del motor, puede estar sobrealimentado o de admisión atmosférica.

La energía suministrada por el combustible a un MACI se distribuye en cinco caminos distintos. Aproximadamente un 32% es convertida en trabajo (potencia al Alternador) mientras que la energía restante es eliminada en forma de calor. En un motor alternativo adaptado a la cogeneración, parte de ese calor puede ser recuperado para fines útiles, fundamentalmente la producción de agua caliente o vapor.

La fuente de calor recuperable más importante es el sistema de refrigeración del motor, es decir, el circuito de agua de enfriamiento de las camisas. Este calor, que suele representar el 30% de la energía aportada por el combustible, puede ser recuperado prácticamente en su totalidad. Existe otra fracción residual que va a parar al aceite lubricante que también es recuperable en un alto porcentaje.

Finalmente el resto de la energía del combustible se compone de las pérdidas por radiación (en diversos componentes calientes), que representa una parte pequeña no siendo recuperable, y la energía de los gases de escape de la que aproximadamente un 60% es económicamente recuperable.

Se puede apreciar un esquema del desarrollo anterior en la figura Fig.: 2.14 además de un esquema para la producción de agua caliente y otro de aire caliente en las figuras Fig.: 2.15 y Fig.:2.16 respectivamente.

Motor Alternativo de Combustión Interna

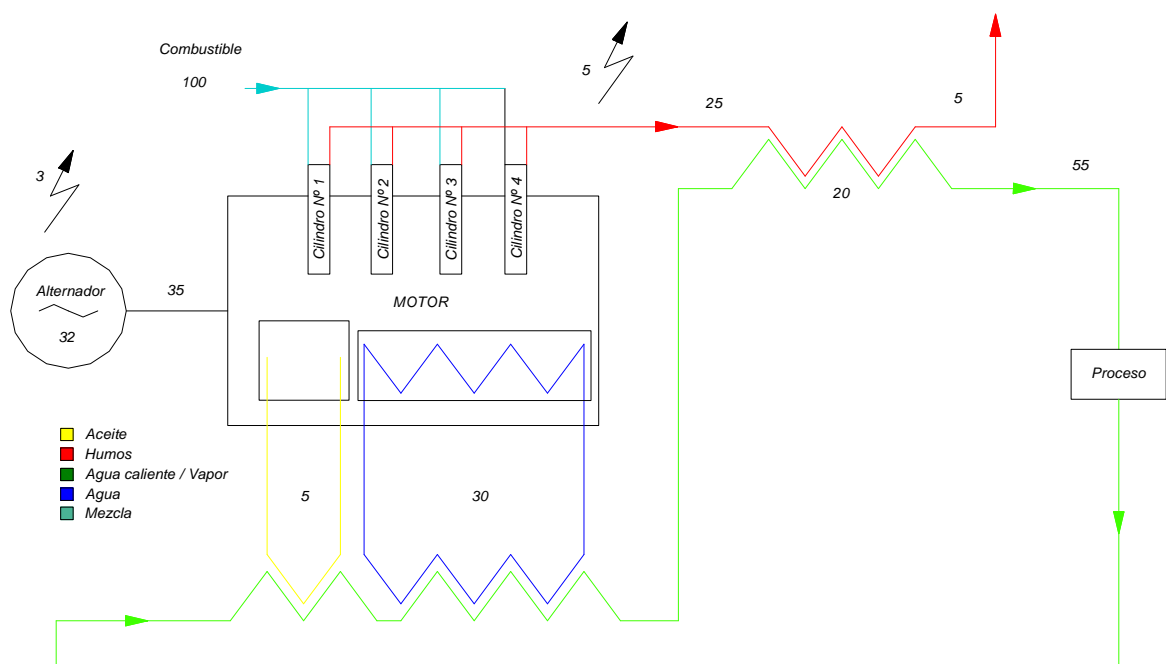


Fig.: 2.15. Esquema básico, motor alternativo de combustión interna.

Producción de agua caliente

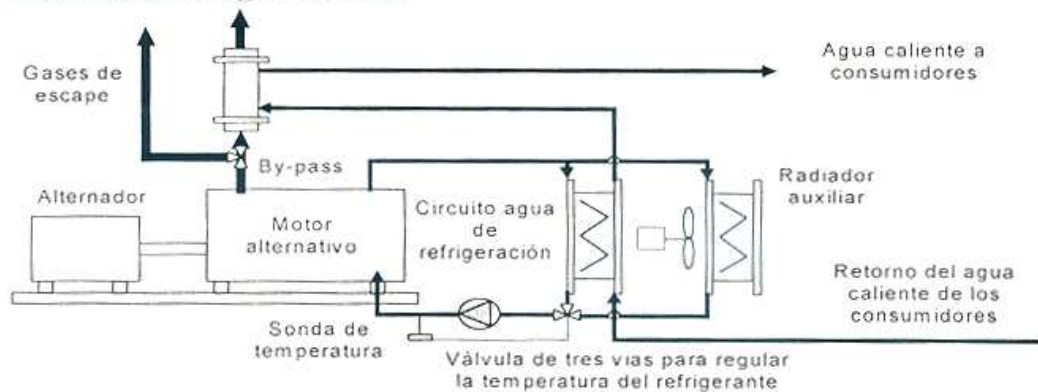


Fig.: 2.16. Esquema básico para la producción de agua caliente en un motor alternativo de combustión interna.

Producción de aire caliente

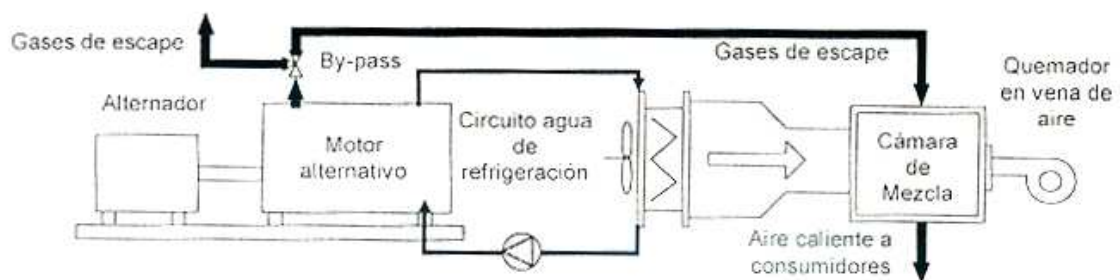


Fig.: 2.17. Esquema básico para la producción de aire caliente en un motor alternativo de combustión interna.

El rendimiento térmico de un motor se mantiene prácticamente constante desde la plena carga hasta un 50% de capacidad, donde empieza a decrecer. Conforme la carga va disminuyendo, el agua de refrigeración se va llevando mayor parte de la energía del combustible.

2.4.5. COMPARACION Y CARACTERISTICAS PRINCIPALES

PARÁMETROS CUANTIFICADORES

Factor de utilización de la energía,

$$FUE = R = \frac{E + V}{Q}$$

muestra el aprovechamiento energético que se realiza por cada unidad de combustible consumido. Es un concepto parecido al de rendimiento aunque no significa lo mismo puesto que parte de su numerador lo constituye el calor útil producido, que para el rendimiento de una máquina no tiene el mismo peso que el trabajo producido.

Factor de utilización de la energía ponderado,

$$FUEP = \frac{peE + pqV}{pfQ}$$

significa lo mismo que el anterior FUE sólo que está ponderado multiplicando cada factor por el coste de una unidad de cada uno.

Relación calor-electricidad,

$$RCE = V/E$$

este parámetro es de gran importancia a la hora de elegir el tipo de motor puesto que muestra la relación de calor / electricidad producida por el motor sirviendo para encajar de la mejor manera posible la demanda térmica y eléctrica de la instalación donde se vaya a instalar la planta de cogeneración.

Rendimiento eléctrico:

$$\eta_{el} = \eta_{motor} \cdot \eta_{alternador} = \frac{W}{Q} \cdot \eta_{alternador} = E/Q$$

Rendimiento térmico¹:

$$\eta_{ter} = V/Q$$

Ahorro de combustible:

$$\Delta F = \frac{V}{\eta_{ter.conv.}} + \frac{E}{\eta_{el.conv.}} - Q, (\eta_{ter.conv.} = 0,9; \eta_{el.conv.} = 0,33)$$

Rendimiento eléctrico equivalente:

$$REE = \frac{E}{Q - V/0,9} = \frac{1}{1/\eta_{el} - RCE/0,9}$$

que expresa el consumo de combustible atribuible a la electricidad producida.

Leyenda:

E = electricidad producida

W = trabajo producido

pe = precio unidad de electricidad producida

pf = precio de unidad de combustible comprado

V = calor útil producido

Q = Energía aportada por combustibles

pq = precio unidad de calor útil producido

RESUMEN DE CARACTERÍSTICAS

| PARÁMETRO | TURBINA DE VAPOR | TURBINA DE GAS | MOTOR ALTERNATIVO |
|-----------------------------------------|-----------------------|------------------|----------------------|
| RANGO USUAL DE POTENCIAS | < 1.300 MW | < 200MW | <35MW |
| COSTE APROX. DEL EQUIPO | 600-720 €/ KW | 600-700€/KW | 550-700€/KW |
| REQUERIMIENTOS ESPECÍFICOS | MAYOR CONSUMO DE AGUA | FILTROS ADMISIÓN | CIMENTACIÓN PESADA |
| | SISTEMA TTO.GASES | SILENCIADORES | RUIDOS Y VIBRACIONES |
| CALIDAD DEL COMBUSTIBLE | MEDIA-BAJA | ALTA | MEDIA-ALTA |
| FACILIDAD DE ARRANQUE | MALA | MEDIA | BUENA |
| VIDA ÚTIL | 25-30AÑOS | 15-25 AÑOS | 10-20AÑOS |
| RENDIMIENTO | 30-40% | 30-35% | 38-45% |
| REDUCCIÓN DEL RENDIMIENTO A MEDIA CARGA | 85-90% | 75-80% | 90-95% |
| MANTENIMIENTO | CADA 3 AÑOS | CADA 2 AÑOS | CADA AÑO |

Fig.: 2.18. Resumen de características de las tres opciones para cogeneración.

VALORES TÍPICOS PARA DISTINTAS INSTALACIONES

| INSTALACIÓN | E (η_{el}) | V (η_{ter}) | FUE | RCE | REE |
|-----------------------------------|-------------------|--------------------|------|------|------|
| TURBINA DE VAPOR CON EXTRACCIÓN | 0,38 | 0,10 | 0,48 | 0,26 | 0,43 |
| TURBINA DE VAPOR DE CONTRAPRESIÓN | 0,25 | 0,60 | 0,85 | 2,40 | 0,75 |
| TURBINA DE GAS | 0,30 | 0,55 | 0,85 | 1,83 | 0,77 |
| CICLO COMBINADO | 0,40 | 0,42 | 0,82 | 1,68 | 0,75 |
| M.C.I.A. Diesel | 0,41 | 0,40 | 0,81 | 1,69 | 0,74 |

Fig.: 2.19. Valores típicos para distintas instalaciones.

Para $Q=1$ y rendimientos eléctricos y térmicos de instalaciones convencionales de 0,33 y 0,9 respectivamente.

| CRITERIOS | M.C.I.A. | TURBINA GAS | TURBINA VAPOR |
|-------------------------------------------|------------------------|--------------------|------------------|
| POTENCIA ELÉCTRICA DEMANDADA | BAJA | MEDIA-ALTA | ALTA |
| | 15-3000kW | 0,5-200MW | 0,1-500MW |
| CARGA PARCIAL | SI | NO | NO |
| RELACIÓN CALOR/ELECTRICIDAD | 1,5-1,7 | 2 - 4 | > 5 |
| NIVEL TÉRMICO DEMANDADO | BAJO-MEDIO | ALTO | ALTO |
| | (2 NIVELES) | VAPOR>2 Bar | |
| | | TEMP.> 150°C | |
| TIPOS DE COMBUSTIBLES | G.O. | G. N. | G.N. |
| | G.N | (Media Presión) | F. O. |
| | (Baja Presión) | | |
| PREFERENCIA DE PRODUCCIÓN DE ELECTRICIDAD | SI | NO | NO |
| | | | |
| ARRANQUE DIARIO | SI | NO | NO |
| INVERSIÓN ESPECÍFICA | 550-625€/Kw | 600-800€/Kw | 500-625€/kW |
| COSTE DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO | 0,007- 0,009€/kWh | 0,0036-0,0054€/kWh | 0,004-0,006€/kWh |
| APLICACIONES | - SECADO | - SECADO | - VAPOR A. P. |
| | - AGUA CALIENTE | - VAPOR M. P. | |
| | - AGUA SOBRE CALENTADA | | |
| | - VAPOR B. P. | | |

Fig.: 2.20. Criterios de valor para la elección del motor.

2.5. VENTAJAS E INCONVENIENTES

Es importante diferenciar las ventajas e inconvenientes de los distintos protagonistas envueltos en la instalación de cogeneración, como son las administraciones de los países, las compañías eléctricas y los usuarios o cogeneradores.

A nivel de un país:

- *Ventajas*
 - *Ahorro de energía primaria.*
 - *Mayor diversificación energética, por el aprovechamiento de calores residuales y combustibles derivados del proceso.*
 - *Aumento de la flexibilidad del sistema energético, al poder funcionar los sistemas de cogeneración con combustibles distintos de los derivados del petróleo, mejorando el abastecimiento energético.*
 - *Incremento de la actividad industrial, dando carga de trabajo a sectores distintos de la actividad del cogenerador.*
 - *Disminución de la contaminación, es el resultado del menor consumo global de combustible, como consecuencia del mejor aprovechamiento de energía en la generación de electricidad, al no disipar grandes cantidades de calor (como ocurre en los condensadores de las centrales termoelectricas o nucleares).*
 - *Ahorro económico, imputable al menor coste en la generación y distribución de electricidad.*
- *Inconvenientes*
 - *Normativa, que regule y resuelva los posibles conflictos entre cogeneradores – compañías eléctricas*
 - *Infraestructura*

Para las compañías eléctricas:

- *Ventajas*
 - *Incremento de la garantía de suministro eléctrico.*
 - *Posibilidad de rebajar la potencia de reserva.*
 - *Utilización más económica de sus medios de producción, al sustituir la cogeneración a aquellas centrales con costes de generación más altos.*
- *Inconvenientes*
 - *Problemas de regulación de la red.*
 - *Menor mercado.*

Para los usuarios

- *Ventajas*
 - *Ahorro económico.*
 - *Mayor garantía de suministro.*
- *Inconvenientes*
 - *Inversión adicional.*
 - *Actividad distinta de la de la empresa.*
 - *Aumento de la contaminación local.*

3.- ESTADO DEL ARTE DE LAS TECNOLOGÍAS

3.1. ESTADO DEL ARTE DEL MOTOR ALTERNATIVO DE GAS. ASPECTOS GENERALES

Durante los años ochenta y noventa penetraron con fuerza en el mercado de la cogeneración los motores de gas de alto rendimiento, que ya en unidades del orden de un MW tienen buenos rendimientos (35-40 %), y al mismo tiempo tienen un bajo nivel de emisiones. El récord de rendimiento está por ahora en los motores diesel de dos tiempos, lentos, con rendimientos de casi el 50%, aunque con poco futuro previsible en la cogeneración, debido a sus altos niveles de emisiones contaminantes.

En los motores de gas ha habido una considerable evolución con el tiempo en la mejora de las prestaciones y disminución de emisiones. Ello se ha conseguido por el aumento en la relación de compresión, el trabajo con mezclas pobres y la mejora en el control de la combustión para evitar la detonación, lo que ha permitido mejorar el rendimiento y al mismo tiempo disminuir las emisiones.

Las siguientes gráficas dan una idea de la evolución en el rendimiento de los motores de gas, así como la relación entre la presión media efectiva y rendimiento.

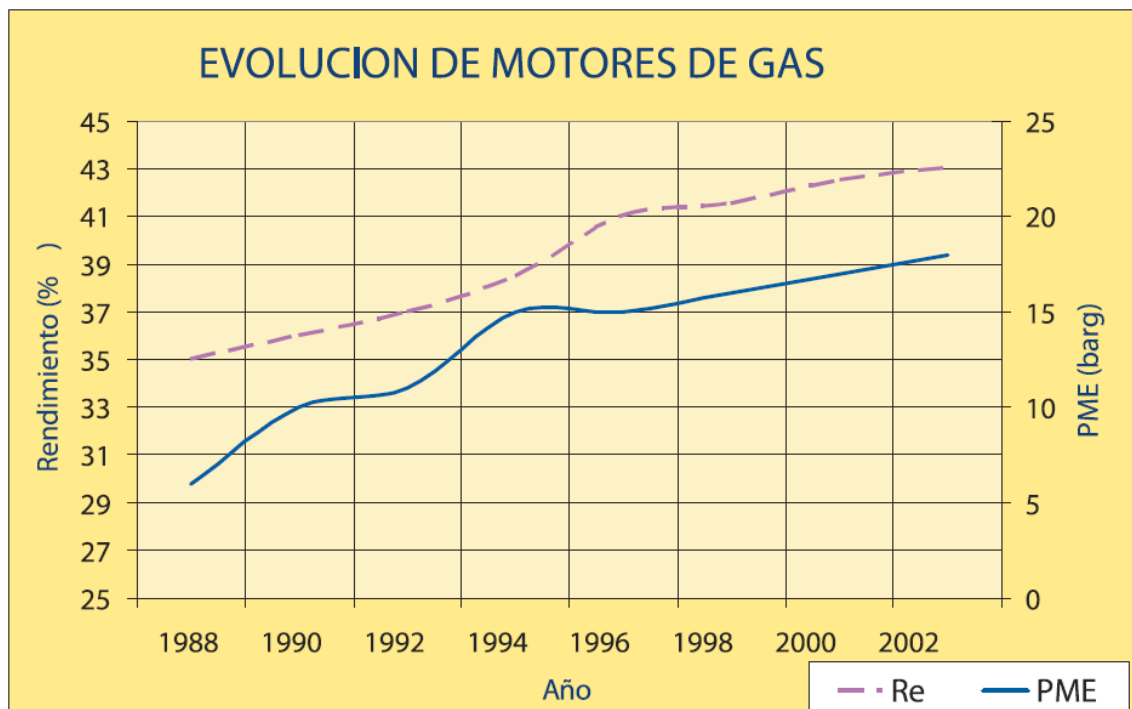


Fig.: 3.1. Evolución de presiones medias efectivas y rendimientos en motores de gas.

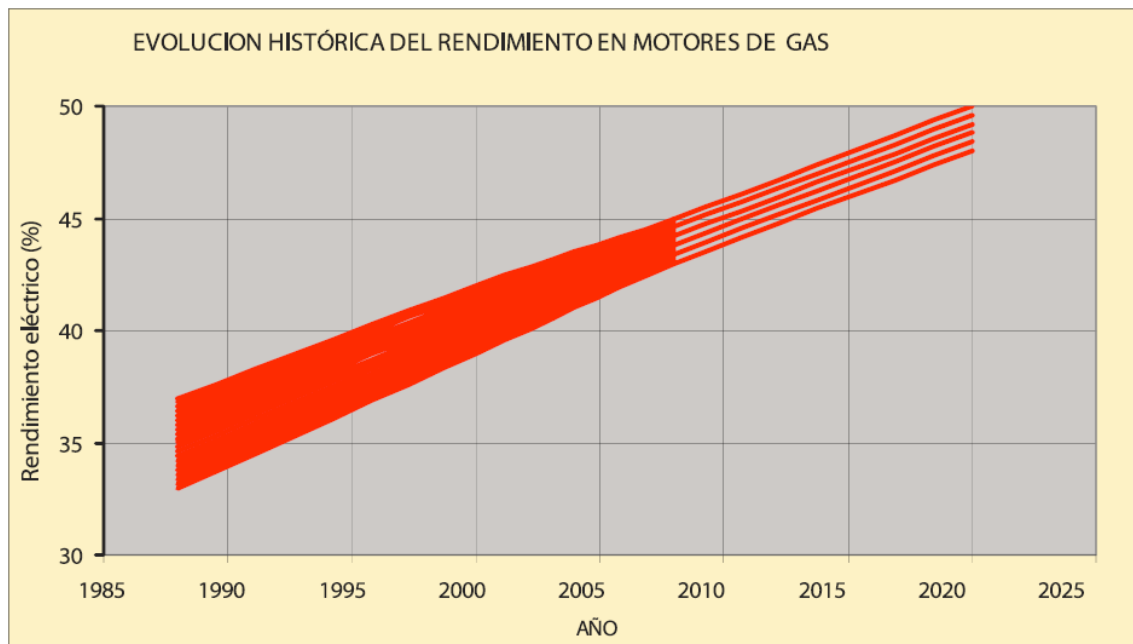


Fig.: 3.2. Evolución histórica del rendimiento de los motores de gas.

En la figura anterior (Fig. 3.1) se representa a trazo discontinuo las previsiones de evolución de los rendimientos. Los motores alternativos, como se ha visto tienen un buen rendimiento, pero tienen en general el problema de mayores emisiones, mayor coste de mantenimiento y consumo de aceite.

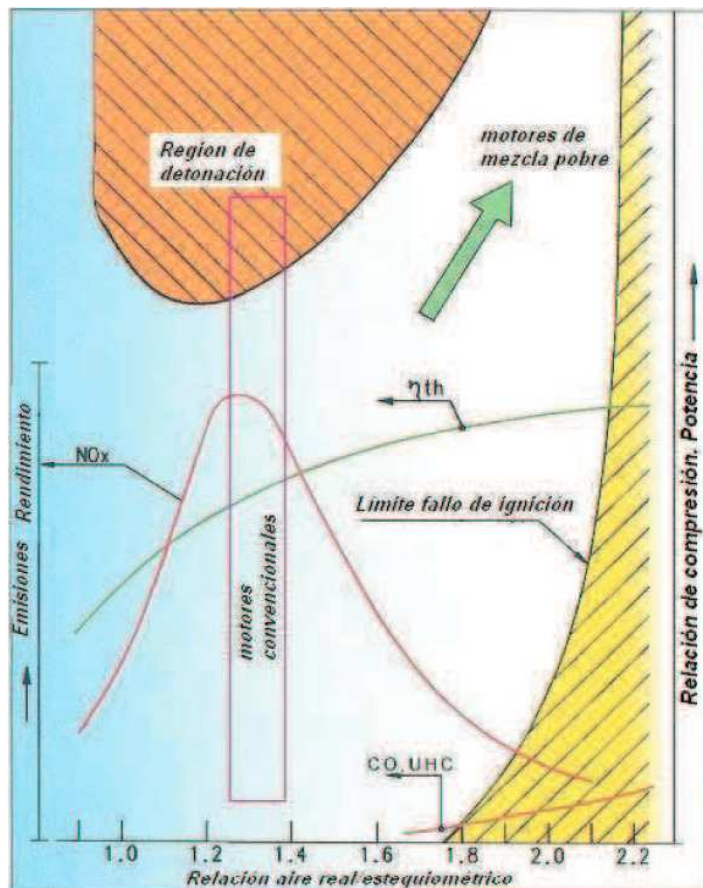


Fig.: 3.3. Relación de prestaciones de los motores de gas según riqueza de mezcla

Los desarrollos se centran en la fabricación de unidades cada vez de mayor potencia unitaria (18 MW en la actualidad, siendo el motor Wartsilä 18V50SG, el más potente, utilizando gas a mezcla pobre, ignición por bujía y precámara de combustión), la disminución del consumo de aceite lubricante y sistemas de control de la detonación para aumentar el rendimiento. Entre 1992 y el año 2000, el rendimiento de un motor de 3 MW ha pasado del 39 al 42%. Ahora se están instalando motores de gas de 9 MW con rendimientos del orden del 48 al 49%, basado en una mejora del ciclo Otto, el llamado ciclo Miller. El ciclo Miller en motores de gas para cogeneración se basa en la variación del timing de la válvula de admisión, retrasando la apertura. Esto acarrea consecuencias importantes, una de la más importante es el requerimiento de una mayor presión de admisión, de la que es responsable el turbocompresor. Hay diferentes grados de ciclo Miller, en función de cuantos grados se retrasa la apertura de admisión o si incluye el adelanto del cierre de admisión. Este tipo de motores deben ser especialmente monitorizados dado los peligros de anomalías en la combustión: detonaciones, fallos de ignición...

Actualmente hay dos diseños principales, en uno, el tradicional, se toma el gas combustible a baja presión en un carburador y la mezcla con aire se comprime antes de introducirse en el cilindro.

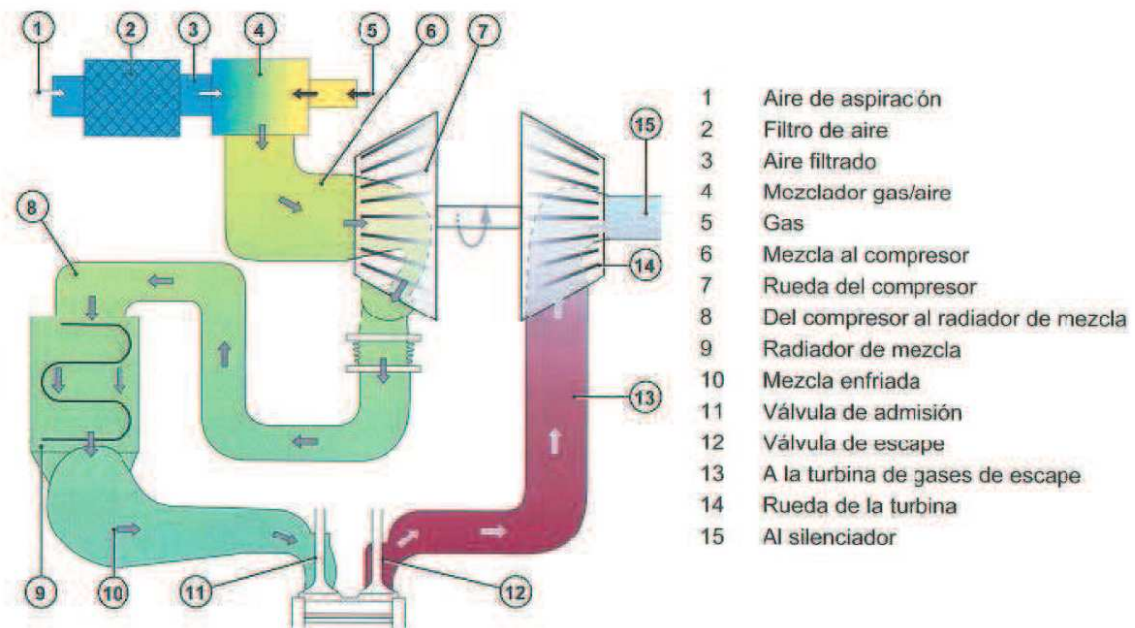


Fig.: 3.4. Ciclo Otto con carburador y compresión de la mezcla.

En otro se comprime el aire y el gas se introduce a presión justo antes de la válvula de admisión. En algunos diseños, para facilitar la ignición de mezcla rica en una precámara. En la precámara se provoca la ignición con facilidad y seguridad mediante una bujía, ignición que se propaga de manera segura al resto del cilindro.

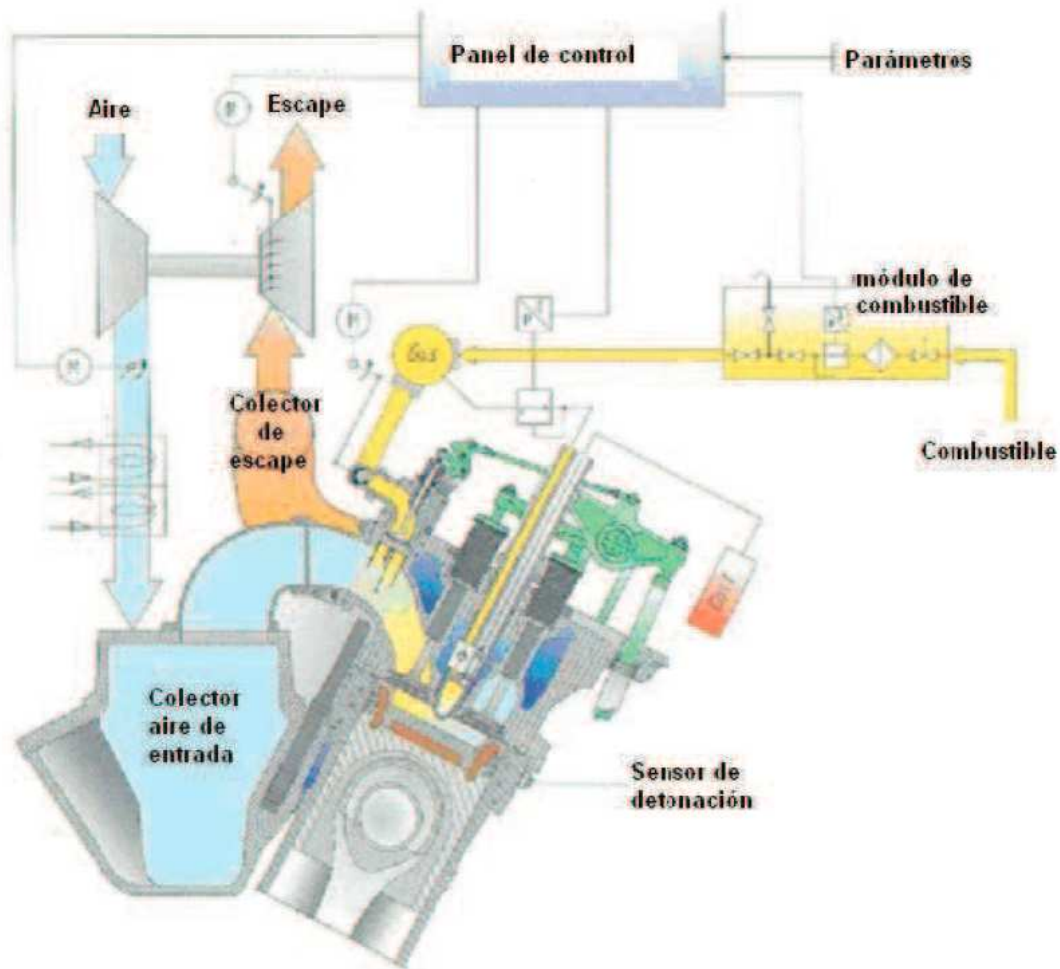


Fig.: 3.5. Ciclo Otto con inyección a presión y precámara.

La eficacia de un motor Otto de ciclo convencional de cuatro tiempos depende a la postre de la presión media efectiva en el cilindro. La temperatura máxima y, por tanto, la presión están limitadas por el riesgo de detonación, por lo que se llega a un límite de eficiencia. El ciclo Miller aumenta la relación de compresión del turbo, esto permite un llenado más eficiente y rápido del cilindro, y aumentando un poco la capacidad del refrigerador posterior permite partir al comienzo de la compresión geométrica con mayor presión y la misma temperatura, y llegar a menor temperatura al final de expansión, o bien aumentar la presión final para una misma temperatura límite. Se aumenta la expansión, que es la que da el trabajo útil y se disminuye el trabajo de compresión. Esto se consigue jugando con los retardos de apertura y cierre de válvulas.

Otro desarrollo en el que se investiga constantemente es en la fuente de ignición, la bujía, puesto que es un punto débil causante a veces de la indisponibilidad de los motores. Cada vez se consigue aumentar más el intervalo entre cambio de bujías (ahora en torno a 2000 h). Un fabricante ha introducido ya un motor ciclo Otto sin bujías, en el que la ignición se realiza mediante punto caliente. Se trata en realidad de una reintroducción puesto que a principios del siglo XX también se provocaba la ignición con punto caliente.

3.1.1. MOTORES A GAS DE MEZCLA POBRE

El motor a gas de mezcla pobre con ignición por bujía opera de acuerdo con el principio Otto; es decir, una mezcla pobre de gas y aire es comprimida y encendida por un sistema eléctrico. Actualmente los motores más modernos añaden el ciclo Miller para aumentar aún más los beneficios asociados a este llamado “lean burn”. Con ello, el rendimiento aumenta, las emisiones se reducen (particularmente las de NOx) y la potencia específica del motor aumenta significativamente al desplazarse la zona de detonación.

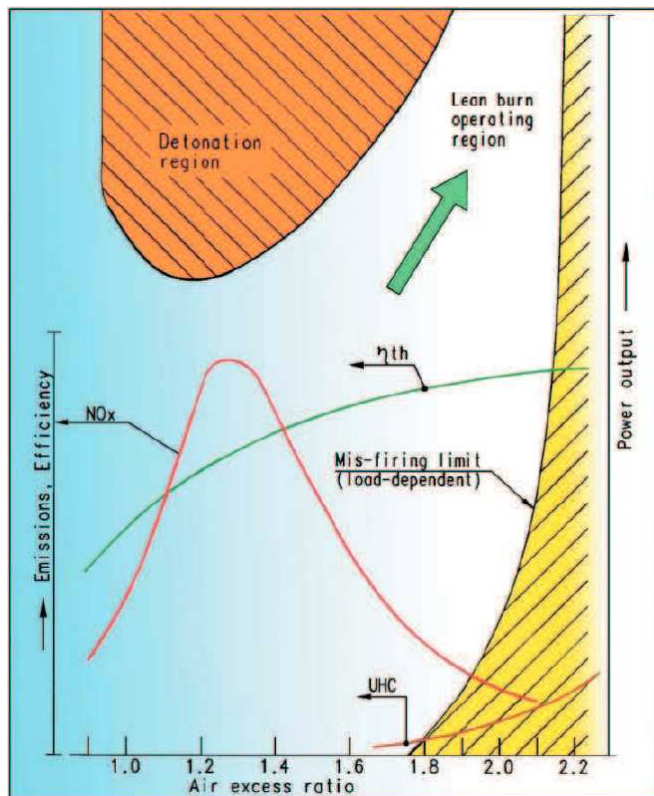


Fig.: 3.6. Esquema de combustión de gas de mezcla pobre.

El objetivo principal es una combustión rápida y completa, y esto se consigue de diferentes maneras dependiendo del motor. Tomaremos como ejemplo un motor de Rolls-Royce.

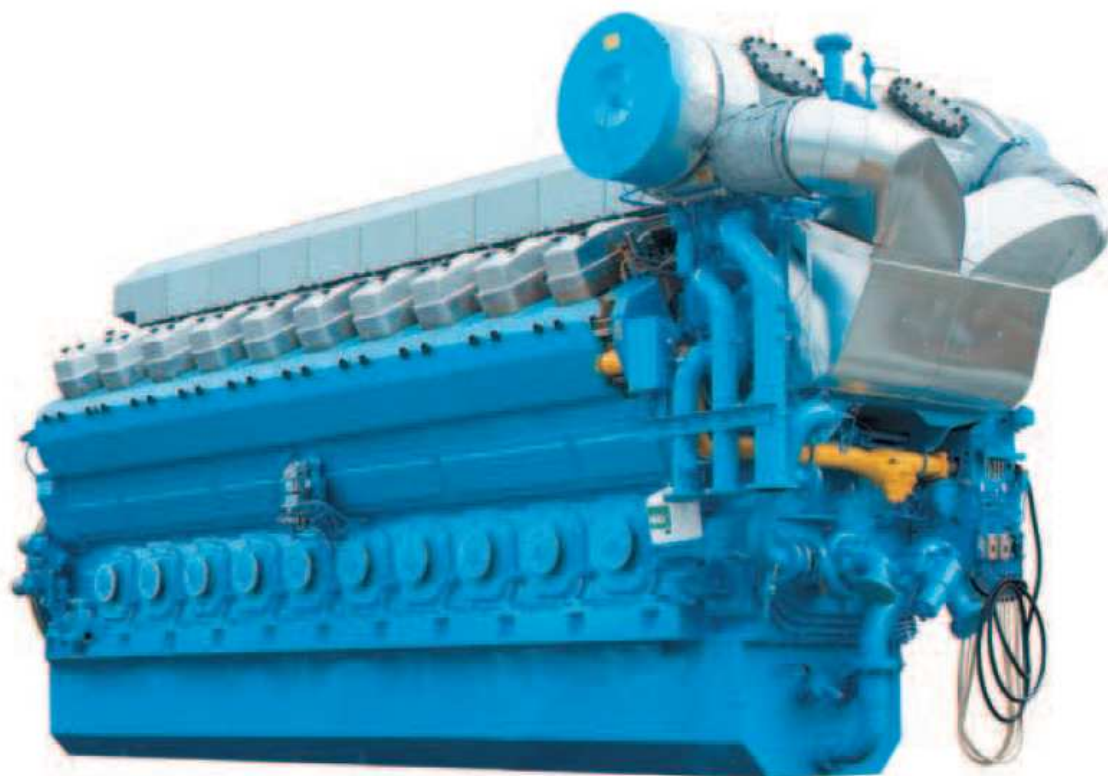


Fig.: 3.7. Motor Rolls-Royce Bergen B35:40V AG.

El turbocompresor alimenta aire de combustión a través del intercooler del distribuidor de aire de carga de cada uno de los cilindros.

Una válvula de gas temporizada inyecta gas en la corriente de aire de admisión.

El diseño especial en el puerto de entrada y el sistema de control del motor aseguran una mezcla de aire y gas homogénea y pobre. Durante la compresión, la mezcla pobre en el cilindro es empujada parcialmente a la pre-cámara, donde se mezcla con gas puro para formar una mezcla rica que se enciende fácilmente a través de la bujía. La combustión rápida y completa de la mezcla principal en el cilindro se asegura con una fuerte descarga de ignición desde la pre-cámara y el diseño optimizado de la cámara de combustión.

El sistema de control electrónico del motor asegura que los parámetros de operación del motor se ajusten y se optimicen en relación a cada uno.

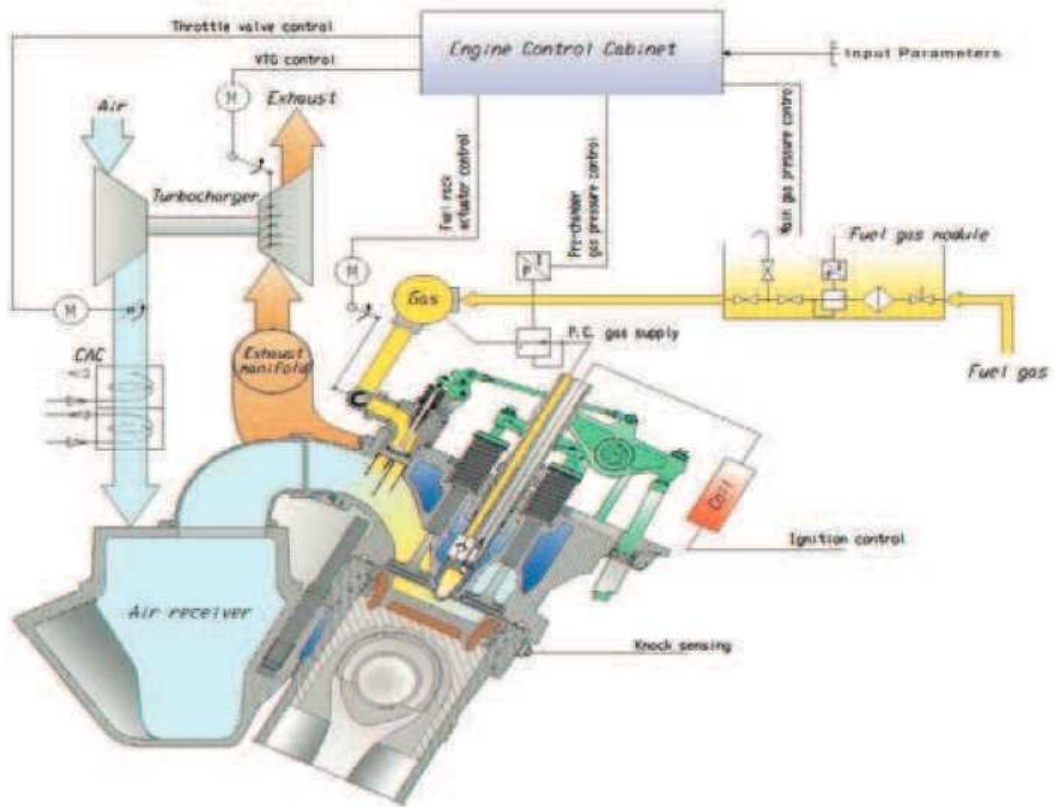
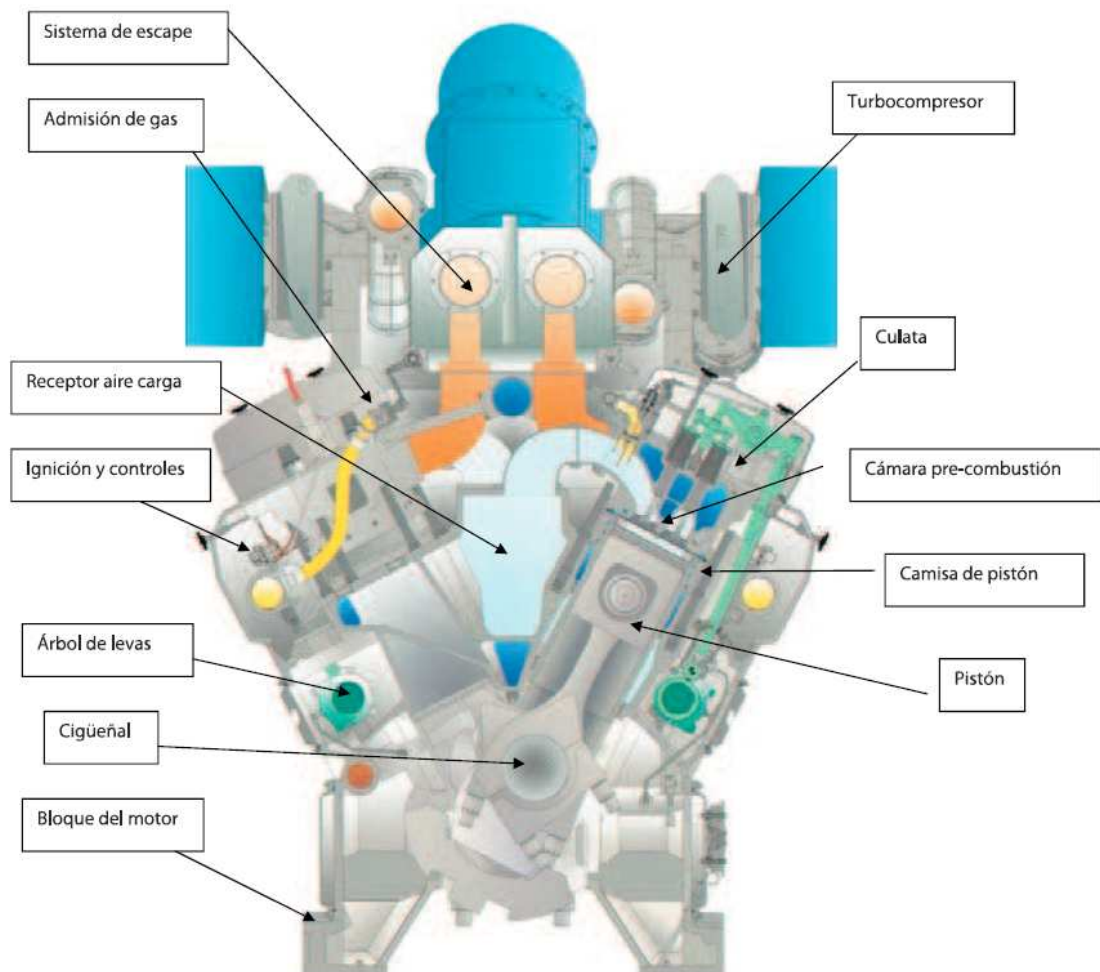


Fig.: 3.8. Esquema del principio de operación de un motor Rolls-Royce Bergen a gas de mezcla pobre tipo BV.



| | |
|------------|-------------------------------|
| Motor: | Rolls-Royce Bergen B35:40V AG |
| Diámetro: | 350 mm |
| Carrera: | 400 mm |
| Velocidad: | 720-750 rpm |

Fig.: 3.9. Sección de motor de gas a mezcla pobre con componentes.

A continuación se describe cada uno de los elementos:

- **Sistema de escape:**
Se trata de un sistema optimizado para obtener un mayor rendimiento así como una operación fiable.
- **Admisión de gas y control:**
La combinación de una válvula de admisión separada y una válvula de control de flujo ajustable aseguran una rápida respuesta del control y un equilibrio en los cilindros.

- **Distribuidor de aire de carga:**
El amplio distribuidor de aire de carga ofrece bajas pérdidas de carga, mitiga fluctuaciones de presión y asegura una correcta distribución de aire a cada cilindro.
- **Ignición y controles:**
El sistema de ignición permite, de forma individual e independiente: la regulación del avance de encendido, la diagnosis de los cilindros y el ajuste del nivel de energía de las bobinas. Este mecanismo está unido a un sistema de detección de detonaciones, que monitoriza y ajusta cada cilindro automáticamente.
- **Árbol de levas:**
El árbol de levas tiene un diseño simple y fiable con levas individuales encastradas en caliente en un eje segmentado y mecanizado de precisión. Las levas se pueden cambiar de forma separada.
- **Cigüeñal:**
El cigüeñal es una forja única de acero especial. El mecanismo de engranaje se encuentra en el lado volante, mientras que la parte frontal permite el acoplamiento del amortiguador de impactos, “damper” y las PTO (power take off) de accionamiento de las bombas de aceite y de agua de alta temperatura.
- **Bloque del motor:**
Se trata de un diseño monobloque con fundición de acero nodular de alta precisión para soportar grandes fuerzas y fácil de reparar. Contiene el distribuidor de aire de carga, los canales de agua de refrigeración, de aceite lubricante y los canales de drenaje.
- **Turbocompresores:**
El motor está equipado con dos turbocompresores montados con un solo escape. La turbina de geometría variable facilita el control del flujo de aire. Esto resulta en un sistema muy eficiente, que ajusta fácilmente los cambios de operación o las condiciones ambientales.
- **Culata:**
La culata es el corazón del motor. De su acertado diseño dependen, en gran parte, las prestaciones y el rendimiento. Constituye el cierre de la cámara de combustión, alojan las válvulas y los mecanismos de apertura y cierre de las mismas, alimentan los cilindros, eliminan los gases de escape, etc. El cuerpo es de fundición de acero y contiene 2 válvulas de admisión y 2 de escape, 1 válvula indicadora, 1 válvula reguladora y 1 válvula de admisión de gas, así como el alojamiento de la cámara de precombustión.
- **Cámara de precombustión:**
La pequeña cámara de precombustión está realizada en acero especial resistente al calor y localizada de manera que quede centrada en el cilindro y está optimizada para que dé una igual y rápida distribución de la energía de ignición en todo el espacio de combustión.

- Camisa de pistón:
Se ha optimizado en cuanto al material, el espesor de las paredes y diseño de refrigeración.
- Pistón:
Se trata de un compuesto de acero y aluminio con un espacio para la combustión y haciendo hincapié en una buena refrigeración

3.1.2. PRESTACIONES DE UN MOTOR

El equipo principal que compone una planta de cogeneración y alrededor del cual se desarrolla el resto de la planta, es el motor.

En la elección del equipo que más se ajusta a las necesidades de un determinado cliente se contemplan varios parámetros.

Un criterio de selección puede ser la potencia eléctrica nominal del equipo principal, otro la demanda térmica capaz de ser aportada por cada uno de los equipos existentes en el mercado.

Además existen otros parámetros a tener en cuenta en la selección como pueden ser la velocidad de giro, ζ , y por tanto, el tamaño, la fiabilidad demostrada y otros condicionantes.

En definitiva, para realizar esta elección habrá que realizar una comparación de todos los parámetros comentados anteriormente. Para ello habrá que tener en cuenta cuales son las prestaciones que son capaces de dar las máquinas que compondrán el corazón de la planta de cogeneración, los motores.

Las prestaciones son todos aquellos parámetros que definirán al detalle el equipo considerado. Deben, por tanto, estar contemplados, la potencia final generada, los calores de los distintos circuitos y todos aquellos parámetros que sean fundamentales para poder hacer una comparativa final entre las distintas opciones existentes en el mercado.

El rendimiento eléctrico es el parámetro de mayor importancia, que viene a significar la cantidad de energía eléctrica que el motor es capaz de generar por unidad de combustible.

La importancia de este parámetro radica en que, una vez realizado el acoplamiento con la red eléctrica, todo combustible que se consume se traduce inmediatamente en una generación de energía eléctrica altamente remunerada, es decir, que recibe una compensación económica, sustancialmente mayor al valor de la energía térmica consumida o la aprovechada en la recuperación térmica.

A continuación vemos como ejemplo una tabla estándar de prestaciones de un motor, Rolls-Royce BV-12 con los parámetros esenciales para el desarrollo de los estudios pertinentes.

| | | |
|--------------------------------------|----------|-------------|
| Rendimiento eléctrico | kW | 5120 |
| Rendimiento mecánico | kW | 5250 |
| Consumo energético específico | kJ/kWh | 7550 |
| Consumo de gas | kW | 11010 |
| Enfriador de aire LT/HT | kW | 455/565 |
| Enfriador de aceite | kW | 595 |
| Enfriador de agua | kW | 730 |
| Masa de escape | kg/h | 28300 |
| Temperatura del gas de escape | °C | 415 |
| Consumo de aceite | g/kWh | 0,4 |
| Rendimiento eléctrico nominal | % | 46,5 |

Fig.: 3.10. Prestaciones de un motor Rolls-Royce BV-12.

En segundo lugar hay que tener en cuenta que, para ser un cogenerador, se debe aprovechar la mayor cantidad de calor generado por el motor, cumplir con los mínimos exigidos por la normativa vigente (a través de REE, rendimiento eléctrico equivalente) y asegurarse así la rentabilidad de la inversión realizada.

Existen distintos focos de calor en los motores –circuitos de refrigeración de alta y baja temperatura, gases de escape- y de distintas características de los mismos (caudales, temperaturas).

Como es lógico a mayor temperatura del foco de calor, mayor facilidad en su aprovechamiento posterior en energía térmica útil. Por eso la energía contenida en los gases de escape es la más importante por su mayor facilidad de uso en distintas aplicaciones (directamente a proceso, vapor, aceite térmico, agua caliente).

Los circuitos de refrigeración, aunque pueden llegar a contener cantidades importantes de calor, no siempre pueden ser aprovechables, ya que el cliente final deberá disponer de demandas térmicas inferiores a los 100 °C. Lo cual en el caso que nos ocupa es así.

La estructura habitual en la refrigeración de los motores es de dos circuitos de refrigeración. Por un lado, el de alta temperatura, que refrigera las camisas del motor y la parte de alta temperatura del aftercooler. Por otro lado, el circuito de baja temperatura, encargado de refrigerar el aceite de lubricación y la parte de baja temperatura del aftercooler.

El rendimiento térmico de la instalación dependerá de las prestaciones térmicas del motor, así como del diseño de la recuperación de esos calores disponibles y de la necesidad, siempre cambiante, de calor por parte de la instalación o cliente final.

En la suma del rendimiento eléctrico, que es directo y dado por el fabricante, y del rendimiento térmico, se obtendrá el rendimiento final de la planta de cogeneración.

En la siguiente tabla se puede ver el REE que se obtiene según se consideren los aprovechamientos de los distintos focos de calor de un motor (escape y circuito de alta temperatura) y considerando que el aprovechamiento térmico es del 100 % de su potencial y constante en el tiempo.

| | | |
|----------------------------------------------|------|--------|
| Potencia | kW | 5120 |
| Caudal de gases escape | kW/H | 28.300 |
| Tem. gases escape | °C | 415 |
| Calor recuperado gases esc. (vapor@7bar) | kW | 2.080 |
| REE (Escape) | % | 55,6 |
| Calor recuperado circ. agua alta temperatura | kW | 1.295 |
| REE (Escape y Cir. Alta Temp.) | % | 65,8 |

Fig.: 3.11. Rendimiento eléctrico equivalente o REE.

3.1.3. APLICACIONES PARA COGENERACIÓN

La cogeneración se puede aplicar en toda la instalación donde se requiera una demanda energética en forma de calor o frío.

El calor se puede aportar de diferentes maneras, considerando que el foco de mayor temperatura son los gases de escape, con unos valores de entre 380°C y 450 °C, con la tecnología de hoy en día.

Como se ha descrito anteriormente, este calor puede ser transformado en forma de aire caliente, agua, vapor, aceite térmico o usado directamente en procesos como los de secado, siempre que el proceso lo permita.

Por otro lado se tienen los circuitos de alta y baja temperatura, de los cuales se puede sacar aire o agua caliente a menos de 100 °C. En el caso del circuito de baja temperatura difícilmente sale rentable su aprovechamiento por el pequeño salto térmico del que dispone.

El frío se obtiene mediante el uso de máquinas de absorción, lo que requiere instalaciones más costosas y voluminosas, que solo se rentabilizan si el aprovechamiento del frío se lleva a cabo a lo largo de muchas horas de funcionamiento al año.

Básicamente se puede considerar por un lado, el sector de la industria y, por otro, el sector terciario, residencial o comercial.

Entre las distintas aplicaciones industriales, que por sus demandas térmicas se puede hacer uso de la cogeneración, se encuentran las industrias del:

- Papel
- Cerámicas
- Alimentación
- Madera
- Piscifactorías, granjas e invernaderos
- Químicas
- Deshidratadoras, alperujos
- Fábricas de cueros, lavanderías y textil
- Vidrio y Plástico
- Farmacéutica
- Tratamiento de residuos. Lodos y aguas residuales.

En cuanto al sector terciario, existe un importante potencial que todavía está por desarrollar en España.

3.1.4. MEDIDAS PARA MEJORAR EL RENDIMIENTO EN PLANTAS CON MOTORES ALTERNATIVOS

De igual forma y por las mismas razones que en plantas con turbinas de gas, una buena forma de aumentar la rentabilidad de las plantas con motores alternativos es aumentar su rendimiento global. La mayor dificultad del aprovechamiento térmico en los motores de gas se debe a que se dispone del calor recuperable de varias fuentes, y una parte importante a bastante baja temperatura. Es precisamente esta dificultad la que nos brinda grandes oportunidades de mejorar la eficiencia de las plantas.

En primer lugar debe aprovecharse hasta donde sea posible el agua caliente de alta temperatura (a unos 90 – 100 °C normalmente). En muchos procesos en la industria y en los servicios que no se requieren temperaturas superiores a 90 °C (este es el caso del sector alimentario). Sin embargo, numerosas veces para unificar el sistema de transporte del calor desde el lugar de producción a los lugares de utilización es más sencillo utilizar un solo fluido caloportador, siendo éste normalmente el vapor. Esto no tiene mucha repercusión en el rendimiento en el caso de tratarse de una caldera convencional, pero no es el caso así en las plantas de cogeneración basadas en motores puesto que supone la utilización o el desperdicio de una fuente de calor gratuita. Hay algunos casos, pocos bien es verdad, en que puede utilizarse el calor de baja temperatura de los motores (a 40 – 50 °C). Este es el caso que se utilice bastante cantidad de agua de aporte (de pozo o red) para un uso en que sea preferible usar agua caliente o templada, como en el caso de lavados o aclarados. Si esto es así utilizar el calor de los motores tiene tres ventajas: aumento del rendimiento eléctrico equivalente, ahorro de energía y disminución de las necesidades de refrigeración (menor consumo de electricidad y agua en torres de

refrigeración). En resumidas cuentas, en el caso de plantas con motores hay que aprovechar el agua caliente hasta el límite posible.

La utilización de unidades de absorción para la producción de fría, ahorrando el consumo eléctrico en sistemas de compresión tradicional, es la otra oportunidad de aumentar el potencial de cogeneración y aumentar el rendimiento.

Hay variados procesos de secado en que se requiere agua caliente que también puede producirse a partir de agua caliente. Más aún, este aire puede ser tomado de la propia sala de motores y sobrecalentando con agua caliente y/o gases calientes. De esta forma se aprovecha el calor de radiación del motor, y por otra se facilita la refrigeración de la sala de motores.

Como siempre, la primera estrategia es llegar al máximo potencial de cogeneración, produciendo con la planta de cogeneración todas las formas de energía posible (vapor, agua caliente, agua fría, aire caliente o frío, etc.). Un mayor grado de aprovechamiento es utilizar el CO₂ de los gases bien para el sector de bebidas o para aumentar la productividad en invernaderos. Con ello podremos poner una planta mayor y, por tanto, el rendimiento eléctrico, la única oportunidad con motores es combinar el ciclo, como se describe a continuación, aparte de elegir el motor con el mejor rendimiento eléctrico posible.

3.1.4.1. CICLOS DE COLA EN MOTORES

Hasta ahora se elegía entre turbinas o motores, y en el caso de ir a turbinas, se discutía si valía la pena o no combinar el ciclo. Ahora, con la disminución de los márgenes por un lado y con la existencia de plantas con motores de bajo grado de aprovechamiento del calor, se piensa en la forma de combinar un ciclo de motores.

Se presenta así el ciclo de cola en motores con turbina de vapor de contrapresión/condensación como una buena fórmula para mejorar la rentabilidad de los ciclos de motores, consiguiendo rendimiento eléctricos totales de hasta el 47% e incluso más.

Este sistema se instala en plantas de varios motores. Se unen los gases de escape y éstos se llevan a una caldera de presión intermedia (20 a 40 barg), donde se produce vapor sobrecalentado que se dirige a una turbina de vapor donde se produce electricidad a precio de calor, o incluso gratis si había excedente de calor.

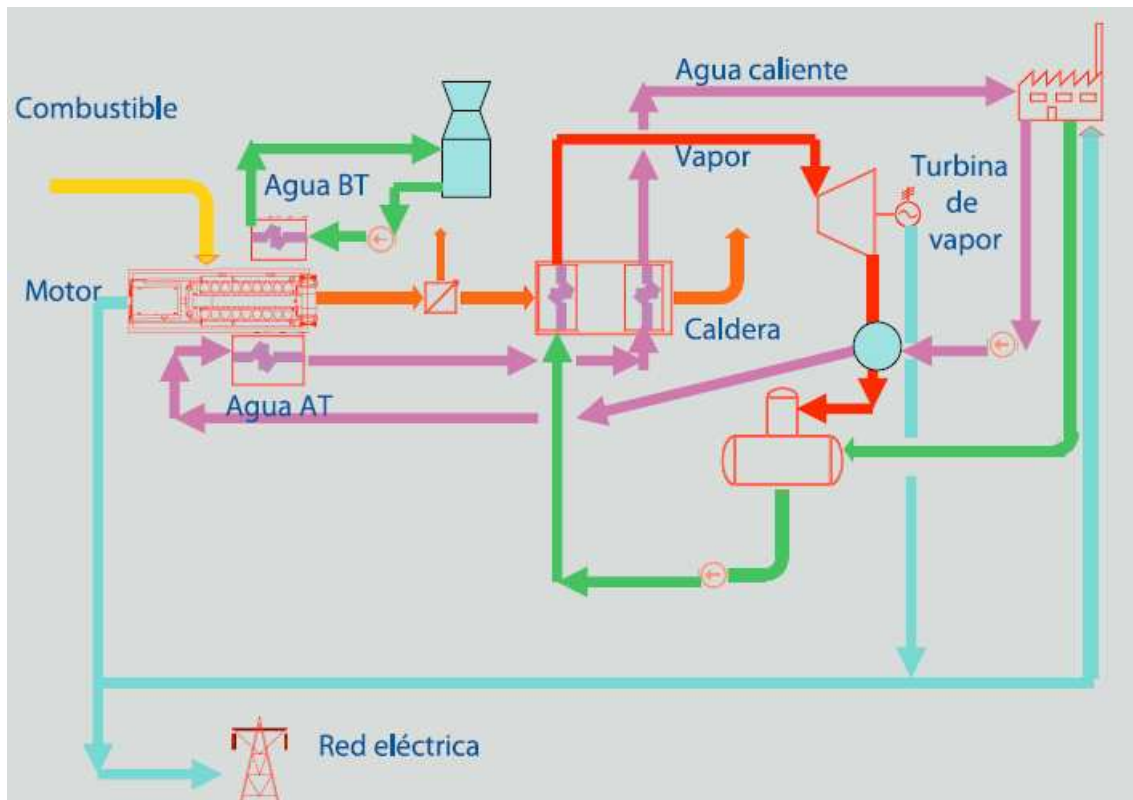


Fig.: 3.12. Diagrama de un ciclo combinado con motores.

Para hacernos una idea, una planta que posea cuatro motores de 3MW, con un caudal de gases de escape de 5,6 kg/s a 470°C, pueden producir en una caldera unos 2,3 kg/s de vapor a 25 barg y 380 °C, y este vapor en una turbina de vapor a contrapresión de 1,5 barg produciría unos 0,8 MW, esto es hemos conseguido aumentarla potencia de la planta en un 7 % aproximadamente.

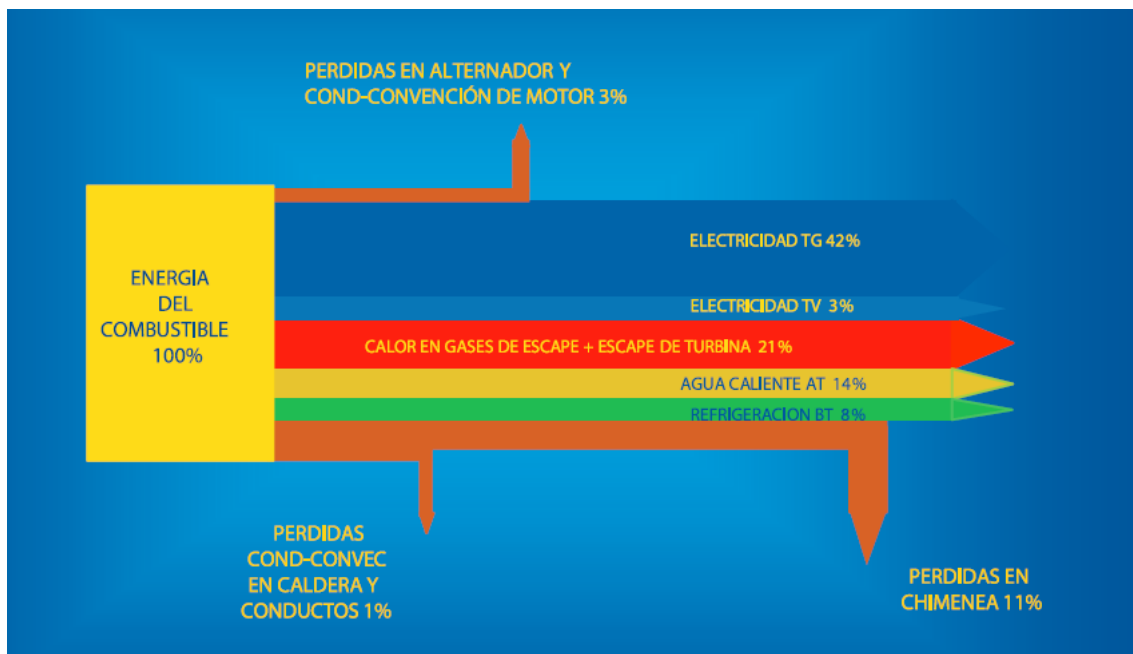


Fig.: 3.13. Diagrama de Sankey de un ciclo combinado con motores

En motores de dos tiempos se produce electricidad también con la energía excedente en las turbos. De manera que en las modernas centrales eléctricas diesel se produce electricidad en tres lugares, de manera principal con el eje del motor, pero también con los turbocompresores mediante alternadores asíncronos y con turbina de vapor, al combinar el ciclo. Adicionalmente en instalaciones con mucha masa específica perdida por la chimenea se pueden instalar turbinas de potencia, que generan electricidad directamente a través de un alternador solidario al eje de la turbina.

3.1.5. MANTENIMIENTO DEL MOTOR DE GAS

El mantenimiento de motores de gas se organiza en base a unos 'escalones' de mantenimiento, una serie de actividades que se deben llevar a cabo según las horas que el motor ha estado en funcionamiento. Es muy difícil establecer una periodicidad para cada una de las actividades de mantenimiento para todos los motores, pues cada fabricante ha desarrollado una serie de rutinas en base a la experiencia y al diseño y materiales que componen su equipo. Por ello, las periodicidades que se indican en este apartado deben ser consideradas como meramente orientativas, pudiendo variar de un motor a otro en más de un 50%.

Es muy importante a la hora de la correcta operación del motor de gas dotar a la instalación de un sistema de monitorización de manera que conozcamos en cualquier momento el estado real de la maquinaria.

Mantenimiento operativo diario.

Aunque en la mayoría de motores de gas ya se parametrizan y almacenan ciertos importantes valores, esto no es óbice para dejar de vigilar los parámetros que se indican a continuación:

- Temperaturas y presiones del aceite de lubricación
- Presión en el cárter
- Temperatura del agua de refrigeración de camisas (circuito de alta) y de aceite y aire de admisión después del turbocompresor (circuito de baja), a la entrada y a la salida del equipo
- Posición de la válvula de descarga del turbocompresor
- Temperaturas y presiones en cada uno de los cilindros
- Detonaciones en cada uno de los cilindros
- Avance del encendido
- Potencia instantánea en cada momento
- Temperaturas y presiones en colector de admisión
- Temperaturas y presiones en el colector de escape
- Temperaturas y presiones antes del turbocompresor (lado admisión)
- Revoluciones del turbocompresor

Ajustes quincenales (400 horas)

- Ajustes en válvulas
- Ajustes en la rampa de gas
- Engrase de alternador
- Muestreo para análisis del aceite de lubricación.

Mantenimientos trimestrales (cada 2.000 horas, aproximadamente)

- Comprobación del avance de encendido
- Sustitución de filtros de aceite
- Análisis de aceite
- Inspección boroscópica interna de camisas y pistones

Mantenimientos anuales (cada 8.000 horas)

- Revisión completa del turbocompresor
- Verificación de las protecciones eléctricas del alternador
- Comprobación del estado de culatas, sustitución si procede
- Revisión del sistema arrancador

Mantenimientos bianuales (cada 16.000 horas)

- Revisión completa del turbocompresor
- Verificación de las protecciones eléctricas del alternador
- Comprobación del estado de culatas, sustitución si procede
- Revisión del sistema arrancador
- Revisión de la bomba de refrigeración
- Revisión de las bombas de lubricación
- Sustitución de camisas y pistones
- Sustitución de culatas
- Comprobación de bielas y cojinetes de biela
- Comprobación de cojinetes de bancada
- Overhaul o gran revisión

La gran revisión u Overhaul puede realizarse in situ o en los talleres del servicio técnico del fabricante o de un taller especializado. Las tareas que suelen estar incluidas son las siguientes:

- Cambio sistemático de todas las bujías
- Cambio de aceite y filtros
- Sustitución de elementos sensores (presión, temperatura, posición)
- Revisión completa de todas las bombas de lubricación
- Revisión completa del sistema de extracción de gases del cárter
- Revisión completa de todo el sistema de refrigeración y especialmente de las bombas de refrigeración y de los intercambiadores. Comprobación de ausencia de corrosiones internas
- Sustitución del turbocompresor
- Sustitución de culatas
- Sustitución de camisas y pistones
- Sustitución de bielas y cojinetes de biela
- Sustitución de cojinetes de bancada
- Comprobación del cigüeñal
- Chequeo completo del sistema de control. Actualización del software, si se han producido en éste mejoras aún no implantadas

Con la realización de estos trabajos, el motor queda con todos sus elementos de desgaste sustituidos y con todas las verificaciones necesarias realizadas. Suele comportarse de forma parecida a un motor nuevo. El coste de esta revisión suele ser muy elevado.

3.2. ESTADO DEL ARTE DE LA CALDERA DE FLUIDO TÉRMICO. ASPECTOS GENERALES

Una caldera es un recipiente constituido básicamente por un hogar en el que se calienta un fluido caloportador, a partir de una fuente energética que puede ser un combustible líquido, gaseoso, sólido o pastoso como la glicerina, humos calientes o electricidad.

Existen diferentes diseños de calderas, si bien el más común utiliza normalmente fuentes de energía convencionales como combustibles líquidos o gaseosos y consiste en un hogar el cual alberga:

- en su perímetro: unos serpentines (según el diseño de cada fabricante serán 1, 2 ó 3) por los que circula un fluido caloportador,
- y en el centro, una llama producida por un quemador externo al cuerpo, fuente de transmisión de calor por convección.

En este tipo de calderas, el quemador estará instalado como fuente de calor principal y necesario para calentar el fluido que aportará calor a unas máquinas o consumidores externos a la caldera. Será el quemador el que nos dé la potencia térmica de la caldera, que deberá estar diseñada para soportarla.

Otro elemento importante y también externo al cuerpo de la caldera es la bomba de impulsión del fluido que estamos calentando. La bomba sirve para mantener un movimiento constante del fluido en el interior de los serpentines del hogar y también del circuito, así como para enviarlo caliente por éste último hasta cada máquina consumidora, etc.

En cuanto al fluido empleado, éste tiene una doble función termodinámica: su paso por el serpentín del hogar contribuye al enfriamiento del serpentín, el cual cede su calor al aceite como contrapartida: se produce un intercambio térmico. De ahí que el diseño preferente para las calderas de aceite térmico sea el acuotubular que asegura una circulación constante, y no el pirotubular.

Las calderas de aceite térmico, gracias a este fluido y al hecho de que su calentamiento no comporta un cambio de fase, trabajan a presiones muy bajas pudiendo en cambio llegar a alcanzar temperaturas de servicio normales de 280 a 300 °C. Por otro lado, otra característica importante que las define, es el alto rendimiento global de la instalación que suele oscilar entre el 87 y el 90 %, en función de las temperaturas de trabajo.

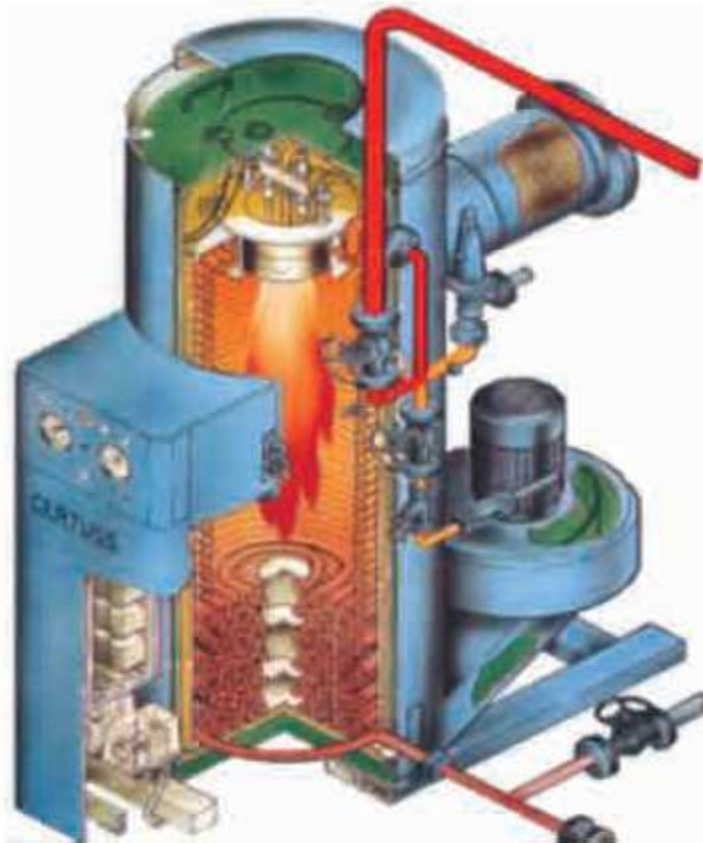


Fig.: 3.14. Caldera acuotubular de fluido térmico.

3.2.1. DESCRIPCION DE LAS CALDERAS ACUOTUBULARES

Las calderas acuotubulares son aquellas en las que el fluido de trabajo se desplaza por el interior de los tubos durante su calentamiento y los gases de combustión circulan por el exterior de los mismos. Se aplican cuando se requiere una presión de trabajo por encima de los 22 bar, cuando el fluido térmico utilizado es agua.

Por su diseño constructivo, lógicamente tienen un bajo volumen de fluido y, por lo tanto, pueden ser clasificados como clase primera gran número de ellas, de acuerdo a lo indicado en el Reglamento de Equipos a Presión en su Instrucción Técnica Complementaria ITC EP-a Capítulo II Artículo 3.

En el caso de calderas de vapor, el título de vapor es muy bajo (0.85), es decir, que el contenido de agua por unidad de masa es muy alto (15%) si no se les añaden subconjuntos secadores del vapor, tales como recalentadores o sobrecalentadores.

Las exigencias de la calidad del agua de alimentación a estas calderas suelen ser superior al requerido para otro tipo de calderas.

Los generadores instantáneos también forman parte de la familia de calderas acuotubulares.

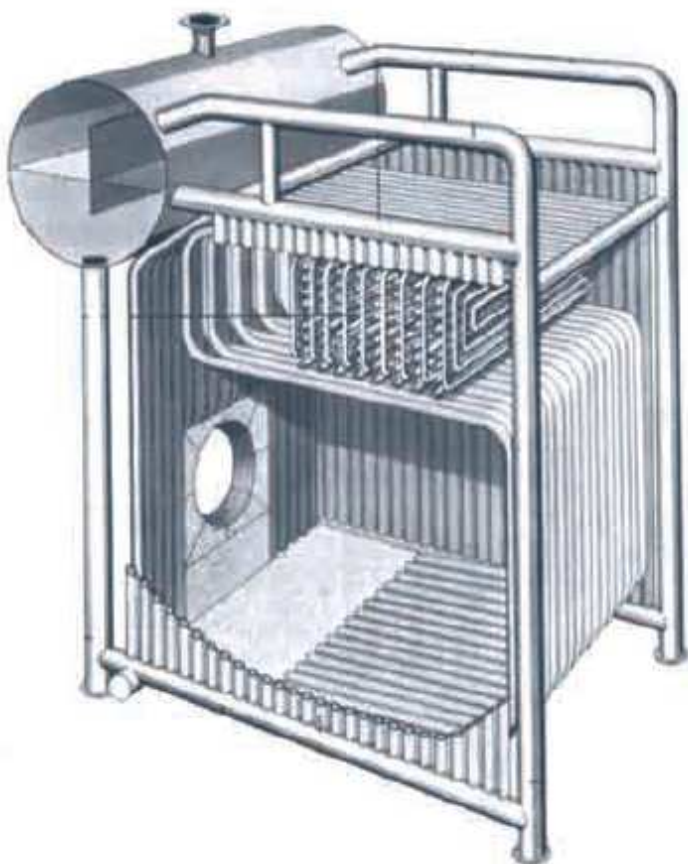


Fig.: 3.15. Detalle de caldera acuotubular.

3.2.2. COMPONENTES DE LAS CALDERAS ACUOTUBULARES

- **Domo o calderín:**
Es de forma cilíndrica y en su interior se contienen los dos fluidos. Al ser de dimensiones reducidas, se le ha de dotar de separadores de gotas para elevar el título de vapor. Al igual que en la virola exterior de las calderas acuotubulares, en el domo van las tubuladuras de control, supervisión y servicio.
- **Cámara de combustión u hogar de combustión.**
Generalmente en forma de prisma de base rectangular, es la zona diseñada para que se realice la combustión. Está delimitada en sus seis lados por paredes de membrana que, excepto en una de ellas, el resto son totalmente estancas al paso de los gases de combustión al exterior. La pared de membrana que no es totalmente estanca está diseñada para que los gases salgan del hogar e inicien su camino a través de los diferentes componentes del circuito de gases de la caldera, además de producir el cambio en la dirección de los gases.
- **Paredes de membrana.**
Son las formadas en su totalidad de tubos refrigerados por el agua que circula en su interior. Estos tubos están unidos entre sí por medio de soldadura de estanqueidad en el lado de gases y, a su vez, colectores distribuidores de mayor tamaño en lado de agua.
- **Tubos de subida y bajada.**
Los tubos de subida son los encargados de llevar el fluido más caliente (por diferencia de temperaturas) de todas las zonas de la caldera al domo. Los tubos de bajada son los encargados de devolver el fluido que se ha enfriado desde el domo a las zonas de calentamiento.
- **Evaporadores o tubos de bandera**
Son haces de tubos dispuestos generalmente a contracorriente de los gases especialmente donde se efectúa el intercambio por convección.
- **Economizadores**
Son aquellos elementos que se instalan en la salida de gases de las calderas para aumentar su rendimiento. Formados por tubos lisos o con aletas, por el interior de dichos tubos circula el fluido de alimentación de la caldera y por fuera de los tubos los gases de la combustión a contracorriente. Dichos gases ceden su energía al fluido aumentando su temperatura y siendo necesario menor consumo de energía para producir un kilovatio.

- Sobrecalentadores

Son equipos compuestos por serpentines de tubos instalados en las zonas de mayor temperatura de la caldera. Exceptuando su instalación en la cámara de combustión, generalmente están dispuestos justo detrás de la pared de membrana y después de la cámara de combustión. Están destinados a elevar el título de vapor a “1”, así como la temperatura del vapor saturado que pasa a través de su interior, produciendo vapor sobrecalentado a una temperatura superior a la de saturación.

3.2.3. CALDERA DE RECUPERACION DE ACEITE TERMICO

En algunos casos se requieren en el proceso altas temperaturas. Esto se puede conseguir con muy altas presiones de vapor, pero se aumenta mucho el coste de la caldera. Para evitarlo se recurre a la producción de aceite térmico, que tiene una muy alta temperatura de evaporación, por lo que a presiones moderadas se puede trabajar con altas temperaturas.

Las calderas de aceite térmico presentan una serie de ventajas sobre las calderas convencionales, las cuales hemos visto anteriormente;

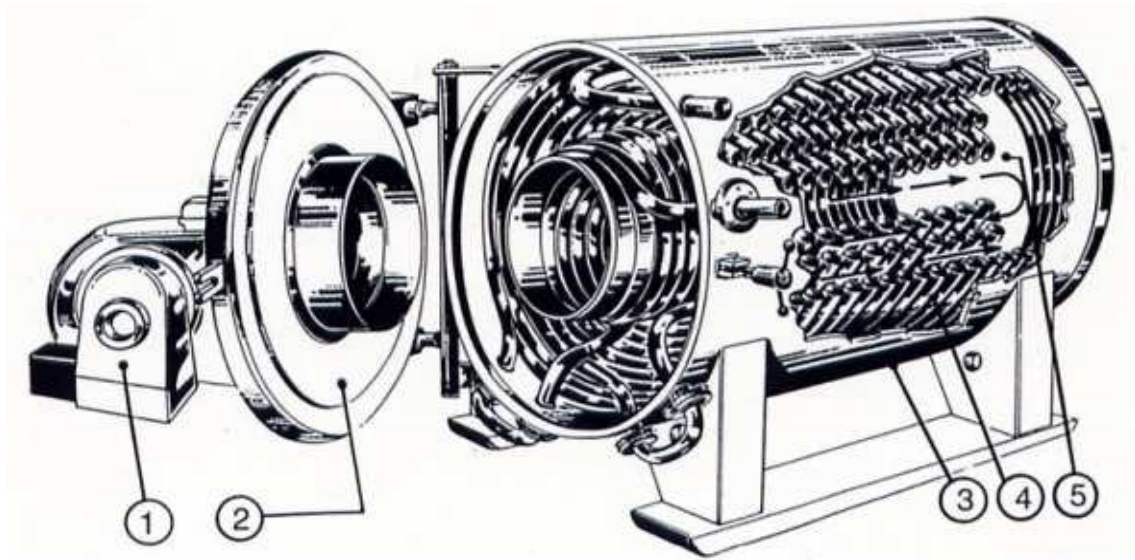
- Tienen menos elementos. Tan solo requieren la propia caldera, indicadores de nivel, presión y temperatura y las bombas de recirculación. Se eliminan las bombas de alimentación, el condensador, las bombas de recirculación, las de dosificación de productos químicos, el desgasificador, etc.
- Por la presión y la temperatura a la que trabajan no son considerados aparatos a presión, por lo que la exigencia de mantenimiento legal es menor.
- Al ser un fluido viscoso, las fugas son menores que en el caso de calderas de vapor o agua sobrecalentada. Eso sí, cuando se produce una fuga las manchas de aceite o los derrames hay que limpiarlos y recogerlos.
- La distribución de temperaturas en la zona que es calentada con el aceite térmico suele ser mucho más homogénea y más fácilmente controlable.

Con las calderas de aceite térmico se evitan los inconvenientes del tratamiento de agua de reposición y los riesgos respecto a la seguridad de los recipientes de presión, que tienen las calderas de vapor. No obstante, aparece el problema de la degradación del aceite, que obliga a su reposición periódica y la problemática de eliminación de este producto por razones medioambientales. Estas calderas, pueden ser de combustión (con quemador), de recuperación o mixtas.

En algunas ocasiones se precisa para el proceso tanto aceite térmico como vapor o agua caliente. Una buena solución en esos casos es una caldera en dos etapas. La primera es aceite térmico y después se encuentra la parte de generación de vapor. De esta manera conseguimos una mayor recuperación de calor, ya que los gases pueden ser refrigerados hasta una temperatura menor. No hay que olvidar poner by-pass de gases a cada una de las secciones, para asegurar que la

limitación en las necesidades de calor, para la producción de uno de los fluidos, no limita la producción del otro.

A continuación podemos ver un ejemplo de modelo de caldera de aceite térmico completa, incluyendo el quemador. Puede observarse que es más simple que una caldera acuotubular de agua, existen menos elementos dadas las propiedades de los mismos líquidos.



1. Equipo de combustión
2. Puerta móvil
3. Envoltorio generador
4. Serpientes
5. Hogar de combustión

Fig.: 3.16. Caldera de fluido térmico.

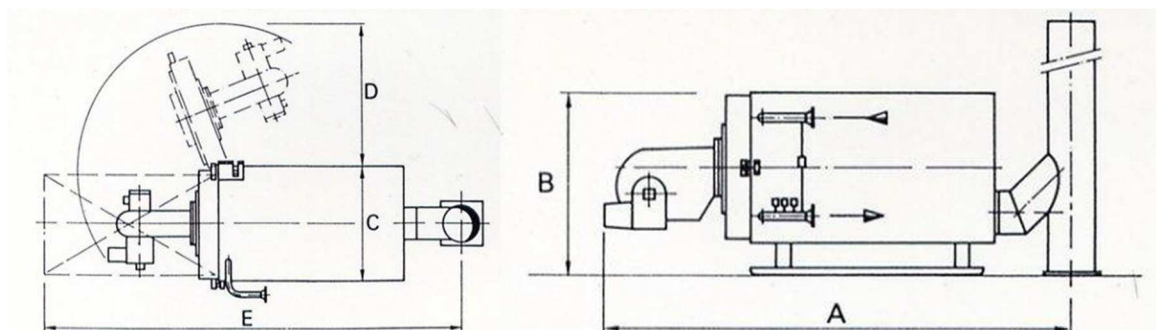


Fig.: 3.17. Planos, planta y perfil, de una caldera de fluido térmico.

| Modelo | Producción Kcal/h | Sup. Calef. m ² | Volumen total m ³ | A mm | B mm | C mm | Peso Kg |
|----------|----------------------|-------------------------------|---------------------------------|---------|---------|---------|------------|
| ITF 80 | 80.000 | 4,2 | 0,02 7 | 900 | 900 | 900 | 300 |
| ITF 120 | 120.000 | 6,5 | 0,06 | 1000 | 1100 | 1100 | 350 |
| ITF 180 | 180.000 | 10,7 | 0,1 | 1500 | 1150 | 1200 | 750 |
| ITF 260 | 260.000 | 14,8 | 0,165 | 1700 | 1250 | 1300 | 1000 |
| ITF 400 | 400.000 | 20,6 | 0,3 | 2000 | 1300 | 1400 | 1500 |
| ITF 600 | 600.000 | 29 | 0,425 | 2200 | 1500 | 1700 | 2500 |
| ITF 900 | 900.000 | 36,2 | 0,7 | 2900 | 1700 | 1900 | 3500 |
| ITF 1200 | 1.200.000 | 61,3 | 1,25 | 3100 | 2000 | 2000 | 4500 |
| ITF 1600 | 1.600.000 | 76 | 1,55 | 4000 | 2000 | 2000 | 5000 |
| ITF 2000 | 2.000.000 | 93 | 2,2 | 4500 | 2300 | 2200 | 6000 |

Fig.: 3.18. Potencias y medidas de diferentes calderas de aceite térmico.

Características principales:

- Temperatura de fluido térmico hasta 350°C a baja presión.
- Cuerpo de calefacción constituido por dos serpentines concéntricos de tubo de acero, por el interior de los cuales circula el fluido térmico calentándose de forma progresiva sin posibilidad de estancamiento.
- Apto para equipos de combustión de combustibles líquidos o gaseosos con todos los demás accesorios de control y seguridad de reconocido prestigio.
- Puerta central abatible para facilitar el mantenimiento.

4.- DESCRIPCION DEL PROCESO ACTUAL Y ANALISIS DE LA DEMANDA ENERGETICA.

4.1 INTRODUCCION

El objeto del presente proyecto es mejorar la eficiencia energética y de este modo también la rentabilidad del consumo energético de la planta, en concreto en la sección de fabricación y envasado de Hot-Melt.

Los adhesivos hot melts son 100% sólidos y su base no es disolvente. Durante la utilización, el adhesivo hot melt se funde y se bombea en este estado a una tobera-cabezal que lo prensa a través de una abertura longitudinal para formar la capa de adhesivo. Los adhesivos hot melt ofrecen una excelente adhesión a sustratos húmedos. La limitación de los hot melts es su resistencia al calor: los adhesivos hot melt empezarán a fundirse de nuevo si son expuestos a altas temperaturas en la aplicación de su uso final.

Este tipo de adhesivos se utiliza fundamentalmente en pegado de papel y cartón, laminado de madera y en bricolaje.

4.2. DESCRIPCION DEL PROCESO ACTUAL

El proceso de fabricación se basa en el calentamiento y amasado de diferentes materias primas hasta su punto de fusión, posteriormente se mezcla hasta homogeneizar y obtener el producto final en fase líquida. Para ello existen dos amasadoras, las cuales son calentadas hasta la temperatura requerida a través de aceite térmico. La primera de ella tiene como función fundir las diferentes materias primas y realizar un premezclado. La segunda termina de homogeneizar la mezcla cuando se le añaden los aditivos en función del destino del producto así como de dar color a la mezcla, en esta fase se añade el tinte elegido por el cliente para su aplicación.

El aceite térmico que calienta las materias primas adquiere calor a través de una caldera acuotubular donde el combustible utilizado es gasoil. La fábrica además requiere de un aporte de calor en forma de calefacción en los meses invernales el cual es suministrado por diferentes quemadores de gas natural individuales colocados en cada sección de la planta. En total el consumo de gas natural utilizado actualmente por la planta es de 3.547.106 kWh por año.

En cuanto a electricidad, la planta tiene un consumo también considerable. Se utiliza electricidad para la operación de maquinaria, generación de aire comprimido, refrigeración y servicios generales. Se calcula el total en 8.120.931 kWh de electricidad al año.

Este último dato junto a la mejora de la eficiencia y rentabilidad del consumo energético de la fábrica, nos sugiere a la cogeneración como posible alternativa a emplear dada su limpieza frente a otros combustibles y altos poderes caloríficos.

La fábrica posee un consumo anual de electricidad importada de la red de 8,12 GWh/año y un consumo de combustible fósil (gasóleo C) para el calentamiento de aceite térmico y calefacción en invierno de 3,55 GWh/año.

Se muestra a continuación una corroboración de esta sugerencia haciendo un breve análisis de los consumos y eficiencias actuales para así compararlos con los posibles ahorros obtenibles con una planta de cogeneración:

- Consumo actual de energía (datos 2012):
 - Electricidad: 8,12 GWhe
 - Combustible fósil: 3,55 GWh

- Eficiencia global del proceso actual:

Para producir 8,12 GWh en una central termoeléctrica con un rendimiento típico de un 33%, se deberán quemar 24,60 GWh de combustible.

El calor neto necesario en la fábrica es de 2,77 GWh, teniendo en cuenta que el consumo real de la fábrica es de 3,55 GWh al año de gasóleo C y que la caldera acuotubular existente, tiene un rendimiento del 0,78.

$$\eta = \frac{2,77 + 8,12}{3,54 + 24,60} = \frac{10,89}{28,14} = 0,42 = 42\%$$

Ello arrojaría una eficiencia global de

- Posible rendimiento con cogeneración
Con la cogeneración sería posible una eficiencia global de $\eta = 0,80 = 80\%$ con lo que se consumirían

$$C = \frac{\text{demanda}}{\eta} = \frac{10,89}{0,8} = 13,61 \text{ GWh de gas natural}$$

- Ahorro potencial de energía primaria obtenible con la implantación de la cogeneración:

$$AEP(\%) = \left(1 - \frac{13,61}{28,14}\right) \cdot 100 = 51,64$$

De combustible:

Con la instalación de la planta de cogeneración se desea cubrir los siguientes objetivos:

- Disminuir los costes energéticos gracias a la alta eficiencia energética de los sistemas de cogeneración, derivada de la producción simultánea de calor y electricidad.
- Minimizar las emisiones a la atmósfera de gases de efecto invernadero mediante la alimentación por gas natural.
- Contribuir a maximizar el potencial de autogeneración del país, con la consiguiente reducción en el consumo global de energía primaria.

- Dotar a la fábrica de una central flexible, capaz de atender futuras ampliaciones de demanda energética de forma económica y con fácil explotación.

A estas ventajas fácilmente palpables habría que añadir que la posible implantación que aquí se estudia, se enfoca de manera que la demanda térmica de la fábrica esté cubierta en todo momento, con lo que probablemente sobre electricidad que se verterá a la red de forma que no sólo se obtenga el ahorro de no tener que pagar electricidad, sino que además se venderían kWh de electricidad a un precio mayor que el kWh consumido de gas natural con el consecuente beneficio añadido.

A modo de ilustración se plantean a continuación unos posibles ahorros económicos obtenibles por año usando un motor alternativo de una potencia eléctrica de 1 MW que cubra la demanda térmica en todo momento.

- Gastos sin planta de cogeneración: $GSPC = E_d \cdot P_{ec} + Q_d \cdot P_{gas}$

Donde:

E_d = electricidad demandada en kWh, datos de consumo = 8120931 kWh

P_{ec} = precio medio electricidad demandada en €/kWh 2008 = 0,106610 €/kWh

Q_d = gasóleo C consumido en kWh en la caldera, datos de consumos 2008 = 3547106 kWh

P_{gas} = precio medio del kWh de gasóleo C suministrado a la fábrica 2008 = 0,065039 €/kWh

Con ello se tienen unos gastos de $GSPC = 1.096.472,39$ €

- Gastos con planta de cogeneración con motor de $P_e = 1$ MW:

$$GCPC = E_p \cdot P_{man} + Q_{cpc} \cdot P_{gas} - (E_p - E_d) P_{ev}$$

Donde:

E_p = electricidad producida en 8520 h en MACI = 12780000 kWh

P_{man} = precio medio de operación/mantenimiento por kWh de electricidad producida en MACI = 0,008 €/kWh

Q_{cpc} = gasóleo C consumido en kWh en la propuesta de cogeneración = 13609591 kWh

P_{gas} = precio medio del kWh de gas natural suministrado a fábrica durante 2004 = 0,01485 €/kWh

E_d = electricidad demandada en kWh, datos de consumo = 8120931 kWh

P_{ev} = precio medio electricidad vendida en €/kWh de datos de "COGEN ESPAÑA" para 2010 según precio medio de mercado eléctrico para plantas de 10 MW > P_e > 1 MW = 0,104352 €/kWh

$GCPC = 228.618,79$ €

Por lo que el ahorro conseguido al año sería de:

$$A = \text{GSPC-GCPC} = 867.853,60 \text{ €/año}$$

5.- SOLUCION ADOPTADA. SELECCIÓN DE LA INSTALACION DE COGENERACION.

5.1 SELECCIÓN DE LA TECNOLOGIA

La definición de la tecnología adecuada es uno de los procesos más críticos e importantes dentro de un estudio de viabilidad de una instalación de producción de energía dado que las alternativas propuestas serán las examinadas al objeto de elegir la más adecuada a la fábrica que aquí se ha planteado.

Por lo tanto estas propuestas deben mostrar distintos enfoques energéticos en función de la tipología de la demanda de energía térmica a satisfacer, de los análisis de consumos energéticos realizados, marco legal, capacidad de la fábrica, disponibilidad de combustibles en el área de ubicación de la planta e impacto medio ambiental del combustible empleado, de forma que se cubran todas las alternativas posibles.

En la siguiente tabla puede observarse una comparación entre distintas tecnologías de generación eléctrica.

| Economic Comparison of Various Generation Technologies | | | | | | | | | |
|--------------------------------------------------------|---------------|-------------|--------------------------|---------------|-------------|--------------------------------|-------------|-------------|-------------|
| Technology Comparison | Diesel Engine | Gas Engine | Simple Cycle Gas Turbine | Micro Turbine | Fuel Cell | Solar Energy Photovoltaic Cell | Wind | Bio Mass | River Hydro |
| Product Rollout | Available | Available | Available | Available | 1996–2010 | Available | Available | 2020 | Available |
| Size Range (kW) | 20–25,000+ | 50–7000+ | 500–450,000+ | 30–200 | 50–1000+ | 1+ | 10–2500 | NA | 20–1000+ |
| Efficiency (%) | 36–43% | 28–42% | 21–45% | 25–30% | 35–54% | NA | 45–55% | 25–35% | 60–70% |
| Gen Set Cost (\$/kW) | 125–300 | 250–600 | 300–600 | 350–800 | 1,500–3,000 | NA | NA | NA | NA |
| Turnkey Cost No-Heat Recovery (\$/kW) | 200–500 | 600–1000 | 300–650 | 475–900 | 1,500–3,000 | 5,000–10,000 | 700–1300 | 800–1500 | 750–1200 |
| Heat Recovery Added Cost (\$/kW) | 75–100 | 75–100 | 150–300 | 100–250 | 1,900–3,500 | NA | NA | 150–300 | NA |
| O & M Cost (\$/kWh) | 0.007–0.015 | 0.005–0.012 | 0.003–0.008 | 0.006–0.010 | 0.005–0.010 | 0.001–0.004 | 0.007–0.012 | 0.006–0.011 | 0.005–0.010 |

Fig.: 5.1. Comparativa entre distintas alternativas para la generación eléctrica.

| | MACI C.DIESEL | MACI C.OTTO | TURBINA DE VAPOR | TURBINA DE GAS | | MICRO- TURBINA | PILA DE COM- BUSTIBLE |
|----------------------------------------------|---------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------|--------------------|--------------------------------------------------|------------------------------------------|
| | | | | CICLO SIMPLE | CICLO COMBINADO | | |
| η eléctrico (PCI) | 30-50% | 25-45% | 30-42% | 25-40% | 40-60% | 20-30% | 40-70% |
| Rango P (MW) | 0,01-30 | 0,15-5 | --- | 3-200 | | 0,025-0,25 | 0,2-2 |
| Espacio requerido (m ² /kW) | 0,02 | 0,02-0,03 | <0,01 | 0,002-0,06 | | 0,014-0,14 | 0,06-0,4 |
| Coste instalación (€/kWe) | 780-1480 | | 780-950 | 670-860 | | 480-1240 | >2850 |
| Coste OM* (€/kWh) | 0,005- 0,008 | 0,007- 0,015 | 0,004 | 0,002-0,008 | | 0,002-0,01 | 0,003- 0,015 |
| Disponi- bilidad | 90-95% | 92-97% | ≈100% | 90-98% | | 90-98% | >95% |
| h entre puestas pto. | Anual | Anual | >50000 | 30000-50000 | | 5000-40000 | 10000- 40000 |
| t arranque | 10s | 10s | 1h-1día | 10min-1h | | 60s | 3h-2días |
| Presión combus- tible (bar) | <0,35 | 0,07-3 | --- | 8,5-35 | | 3-7 | 0,04-3 |
| Combus- tible | Gasoil, aceites residuale s | GN, biogás, propano | Todos | GN, biogás, propano, aceites destilados | | GN, biogás, propano, aceites destilados | H ₂ , GN, propano |
| Ruido | Moderado a alto (requiere edificio cerrado) | Moderado a alto (requiere edificio cerrado) | Moderado a alto (requiere edificio cerrado) | Alto (requiere edificio cerrado) | | Moderado (requiere edificio cerrado) | Bajo (no requiere aislamient o) |
| NOx (Kg/MWh) | 1,36-15 | 1-12,7 | 0,82 | 0,14-1,82 | | 0,18-1 | 0,009 |
| Uso para calor recuperado | AC, vapor BP, "district heating" | AC, vapor BP, "district heating" | Vapor BP-AP, "district heating" | Calor directo, AC, vapor BP-AP, "district heating" | | Calor directo, AC, vapor BP | AC, vapor BP |
| Tempera- tura aprove- chable (°C) | 82-480 | 150-260 | --- | 260-595 | | 205-345 | 60-370 |

Fig.: 5.2. Características de distintas alternativas para la generación eléctrica y térmica.

No se ha considerado la concepción de una instalación de cogeneración basada en el consumo de fuelóleo, dado el alto riesgo asociado a este tipo de tecnología, desde los siguientes puntos de vista:

- Medioambiental, por las altas emisiones de gases ácidos derivados del azufre que forma parte de la composición del combustible. A este riesgo medioambiental se une el hecho de que, dada la creciente exigencia que por legislación se viene estableciendo en cuanto a limitación de emisiones nocivas, a medio plazo pudiera ser necesario implantar una unidad de depuración de los gases salientes a la atmósfera, que por su alto coste de inversión pudiera poner en peligro la viabilidad económica del Proyecto de Cogeneración.

- Tecnológico, dada la escasa implantación en nuestro entorno de instalaciones de cogeneración con motores Diesel a fuelóleo ya en operación, al menos al nivel de motorización que consideramos adecuado para el caso que nos ocupa, precisando estas plantas de una elevada inversión por kW instalado, y con unos costes de mantenimiento superiores a los de plantas de cogeneración de gas natural o gasóleo.

En cuanto a la instalación de una planta a gasóleo o gas natural, cabe mencionar que desde el punto de vista técnico el gas presenta una combustión más limpia y por tanto una menor contaminación, además de estar exentos de azufre los productos de la combustión, por lo que no produce acciones corrosivas en los equipos que componen el sistema de cogeneración. Por otro lado, los motores a gas natural presentan una mayor vida útil y un menor mantenimiento que los motores a gasóleo.

En base a estos condicionantes, y teniendo presente las fluctuaciones y el mayor coste energético que representa el gasóleo frente al gas natural, además de la disponibilidad de gas natural canalizado en el emplazamiento de la fábrica, se han estudiado soluciones basadas en motores a gas natural.

A continuación podemos observar gráficas en términos de rendimiento sobre la comparación entre un motor de combustión interna de gas y una turbina de gas, en función de la potencia del equipo en cuestión.

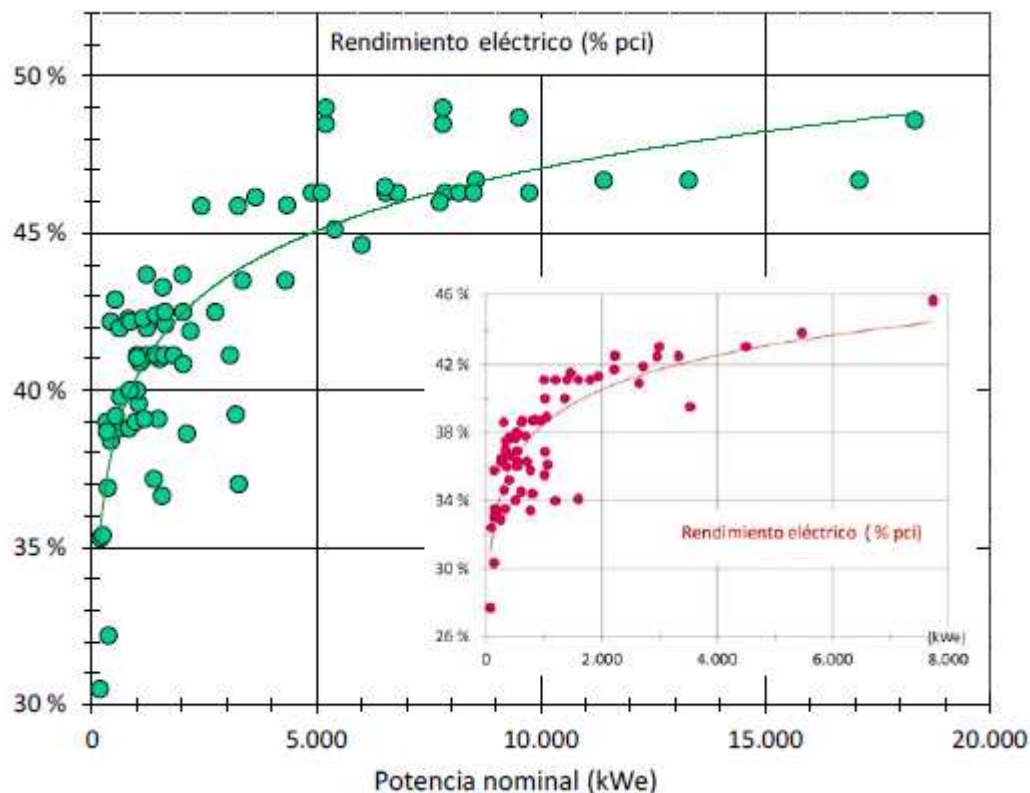


Fig.: 5.3. Gráfica de los máximos rendimientos eléctricos en motores de gas en función de su potencia nominal.

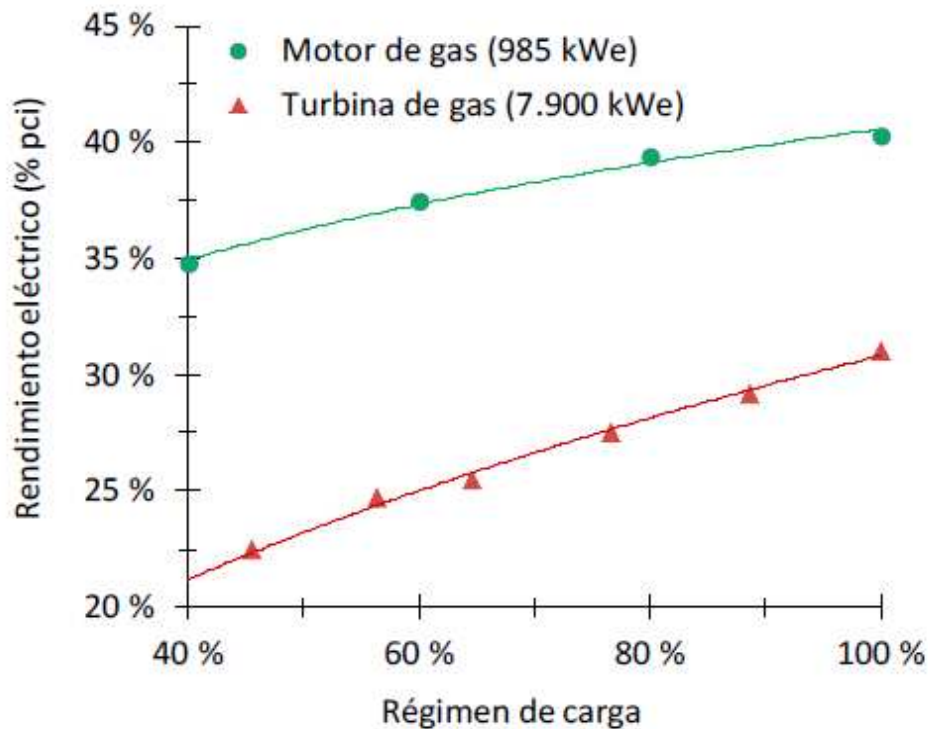


Fig.: 5.4. Rendimiento eléctrico a carga parcial de un motor de gas y una turbina de gas.

En cuanto a la selección entre estas dos opciones, queda plasmado en la gráfica (régimen de carga) que los MACI tienen una mejor respuesta en el rendimiento a carga parcial que las turbinas de gas.

El rendimiento eléctrico de la instalación es uno de los factores más importantes desde el punto de vista económico de una planta de cogeneración. El rendimiento eléctrico de turbinas de gas, en el rango de potencia que se requiere, suele oscilar entre el 20% y el 30%, Mientras que el rendimiento eléctrico de los motores de combustión interna analizados está entre el 35% y el 45%. Además las turbinas precisan de un equipo reductor adicional respecto a los MACI para adaptarlas a los alternadores acoplados a la frecuencia de la red eléctrica, que giran en torno a 1.500 rpm. En base a estos datos así como a los rendimientos a cargas parciales proporcionadas por la gráfica rendimiento eléctrico a carga parciales gas se considera como elección final el motor de combustión interna de gas.

Esta elección queda corroborada una vez conocidas las demandas de energía de nuestra planta para poder adecuar lo más correctamente dicha tecnología, tanto en términos de energía eléctrica como de energía térmica.

5.2. FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

La instalación del nuevo equipo de cogeneración se realizaría donde actualmente se encuentra la caldera de fluido térmico, siendo esta última sustituida por el equipo completo, que incluye motor de combustión interna, alternador e intercambiadores de calor.

Esta sala se encuentra anexa a la nave principal, donde se ubica el proceso productivo principal de la planta, y goza de todo el equipamiento necesario en cuanto a las normas que aplican en territorio español. Esto incluye: equipo antiincendios, depósito de expansión de aceite, grupo de presión, valvulería, tuberías calorifugadas, etc.

Del motor de combustión interna se va a obtener calor de tres diferentes fuentes:

- Calor procedente de los gases de escape
- Calor procedente de la refrigeración de camisas
- Calor procedente del aceite lubricante del motor y turbocompresor.

El calor procedente de los gases de escapes se transmitirá directamente al fluido térmico a través del economizador. El fluido térmico a una temperatura elevada utilizará el mismo circuito que usa actualmente con la caldera, es decir, no hará falta una modificación sustancial del circuito fuera de la sala de máquinas.

El calor obtenido a través de intercambiadores de calor, habitualmente de placas, de la refrigeración de aceite de motor y del agua de camisas, se utilizará para un calentamiento previo, como puede observarse esquemáticamente en la figura 5.5.

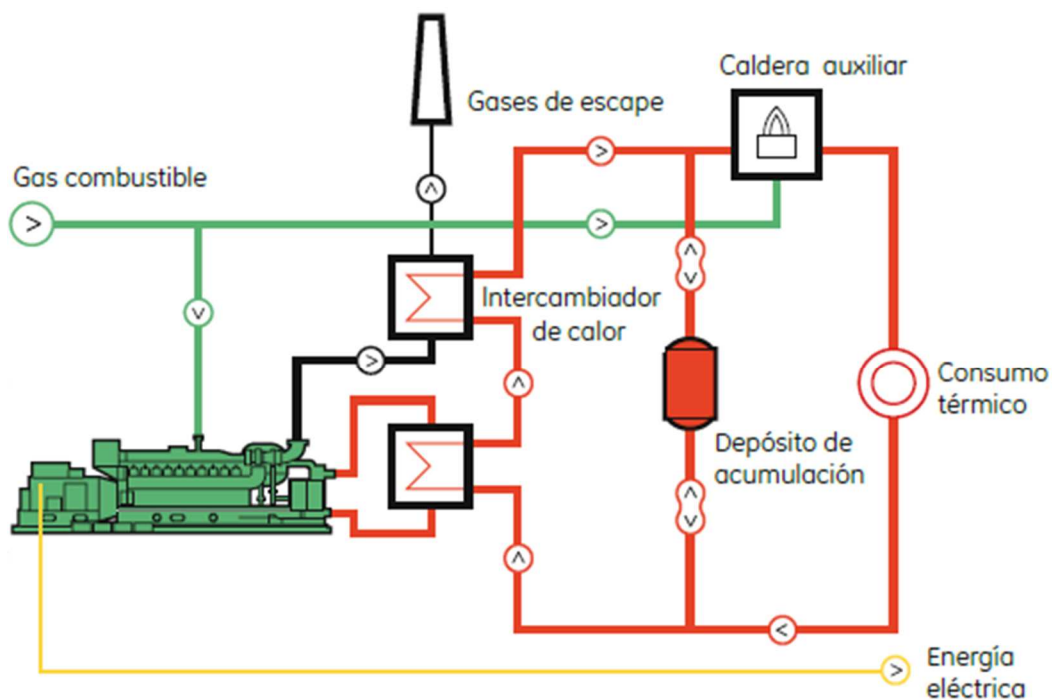


Fig.: 5.5. Esquema básico de una instalación de cogeneración con motor de gas.

La carga térmica obtenida quedará definida por la demanda de calefacción en la planta, es decir, básicamente podrá definirse en dos periodos, verano e invierno. Dada esta variabilidad estacional así como para dotar a la instalación de la mayor flexibilidad posible, en el economizador, intercambiador de calor de gases de escape, se colocaría un bypass, pudiendo así regular la carga térmica del mismo. Esto permitiría operar el motor independientemente de la demanda de calor existente, así como dotar de total independencia la demanda de energía eléctrica de la demanda de energía calorífica. En el caso más extremo, donde la demanda energética sea nula, sería necesario conectar el circuito a un sistema de refrigeración, para al menos evacuar el calor del aceite de lubricación y del agua de las camisas.

En cuanto al consumo eléctrico, el equipo podrá operar en isla o sincronizarse a la red en aquellos momentos en los que la demanda sea nula o tan baja que interese más la venta de la electricidad a la compañía eléctrica. En determinadas franjas horarias, donde el precio de la energía varía, puede estudiarse pasar de un estado a otro.

6.- ANALISIS ECONOMICO DE VIABILIDAD.

6.1. ANALISIS DE LA DEMANDA ACTUAL

Considerando que actualmente la planta de producción trabaja a 5 turnos, es decir, aproximadamente unas 8100 horas al año, se va a proceder a calcular consumo tanto eléctrico como térmico de la planta. En función de estos valores se van a dimensionar los equipos necesarios y posteriormente realizar el cálculo de viabilidad y el retorno de la inversión.

No solo en este proyecto se evaluará el rendimiento económico de esta nueva instalación sino también el medioambiental tanto en término de emisiones nocivas vertidas a la atmósfera como de la eficiencia energética, que es un tema clave en el entorno cada vez más global en el que nos movemos.

Analicemos el modelo de demanda energética para proceder con el dimensionamiento de la instalación de cogeneración:

- a) Electricidad para la iluminación, fuerza, refrigeración, etc.
- b) Energía térmica para el proceso de producción y para calefacción.

En las gráficas siguientes se puede observar la demanda energética anual de la planta, tanto en cuanto a la electricidad importada de la red como al consumo de combustible fósil necesario para la caldera de proceso y para la calefacción.

En cuanto al consumo de combustible fósil podemos ver en la gráfica de abajo la evolución temporal, a lo largo del año 2013. Puede verse una fuerte estacionalidad en el consumo, debido a que la planta, situado en la meseta castellana, sufre de muy bajas temperaturas en invierno, por lo que se hace necesaria la instalación adicional de calefacciones, que utilizan también este combustible para calentar el interior de la nave.

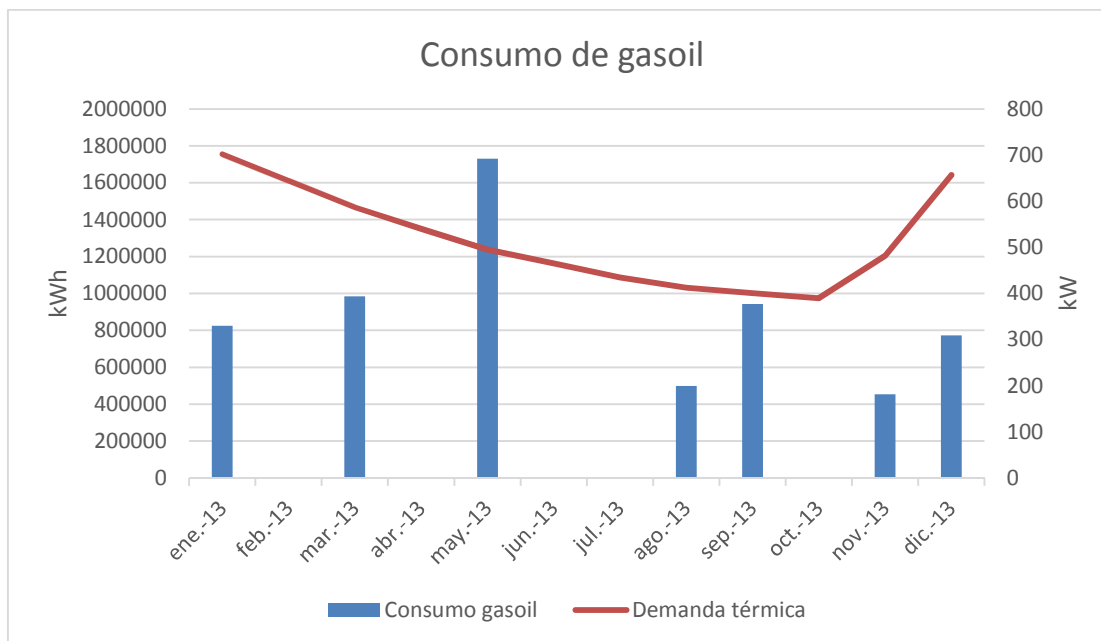


Fig.: 6.1. Consumo real de combustible fósil en la planta a lo largo del año 2013.

En total el consumo de la planta a lo largo del año 2013 en cuanto a combustible fósil de refiere fue de 3.547.106 kWh.

En términos económicos esto responde a una cuantía de 440902,7 euros. Considerando un coste promedio de 0,071 euros el kWh.

En cuanto a las emisiones de CO₂ originado por el consumo de gasoil, éste asciende a 1976 toneladas anuales.

El consumo máximo de energía térmica tiene lugar en el mes de enero, siendo éste de 5615 kWh al día. Es decir, el consumo requerido durante este año asciende a no más de 250 kW de media. Dados la lectura de datos, no es posible determinar con exactitud este valor, siendo lógico que durante la noche la necesidad de calefacción sea mayor y por lo tanto también lo sea la demanda térmica. Aunque a esta reflexión volveremos más tarde.

El consumo de electricidad aunque, como puede verse en el figura 6.2., es más estable a lo largo del año que la de combustible fósil, también sufre variaciones, sobre todo se nota un aumento de producción en los meses de verano.

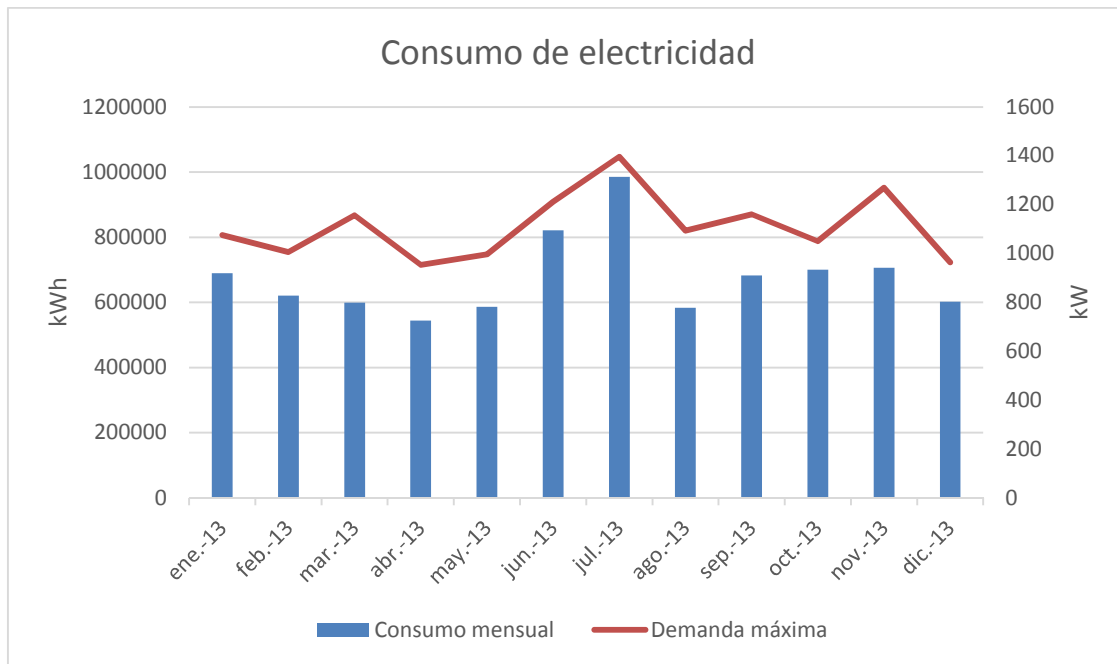


Fig.: 6.2. Consumo real de electricidad en la planta a lo largo del año 2013.

El consumo eléctrico real importado de la red en el intervalo de tiempo de enero a diciembre de 2013 fue de 8.120.931 kWh.

En términos económicos esto responde a una cuantía de 1.028.109,86 euros.

En cuanto a las emisiones de CO₂ originada por el consumo de electricidad, este asciende a 3240 toneladas anuales.

Para dimensionar el equipo cogenerador, es necesario basar el cálculo en las demandas anteriormente descritas así como en los picos de consumo que requiere la planta.

En la anterior figura quedan recogidos los consumos máximos, picos de consumo, a lo largo del año 2013. Teniendo lugar el mayor de ellos en julio 2013, alcanzando un valor cercano a 1400 kW. Este es el valor de referencia que utilizaremos para el dimensionamiento del equipo cogenerador.

6. 2. ESTUDIO DE VIABILIDAD

En este estudio se va a analizar la rentabilidad de la inversión así como el tiempo de retorno de la misma. El dimensionamiento de la instalación se va realizar con la intención de que tanto la energía eléctrica como térmica obtenida en el grupo cogenerador sea suficiente para abastecer a la planta productiva. Dada la filosofía de este proyecto no se valora la opción de sobredimensionar la instalación para vender electricidad sobrante a la red.

Diversos fabricantes ofrecen en su portfolio motores de combustión interna cuyo combustible es gas natural. Abajo podemos ver varios de ellos con sus respectivos productos.

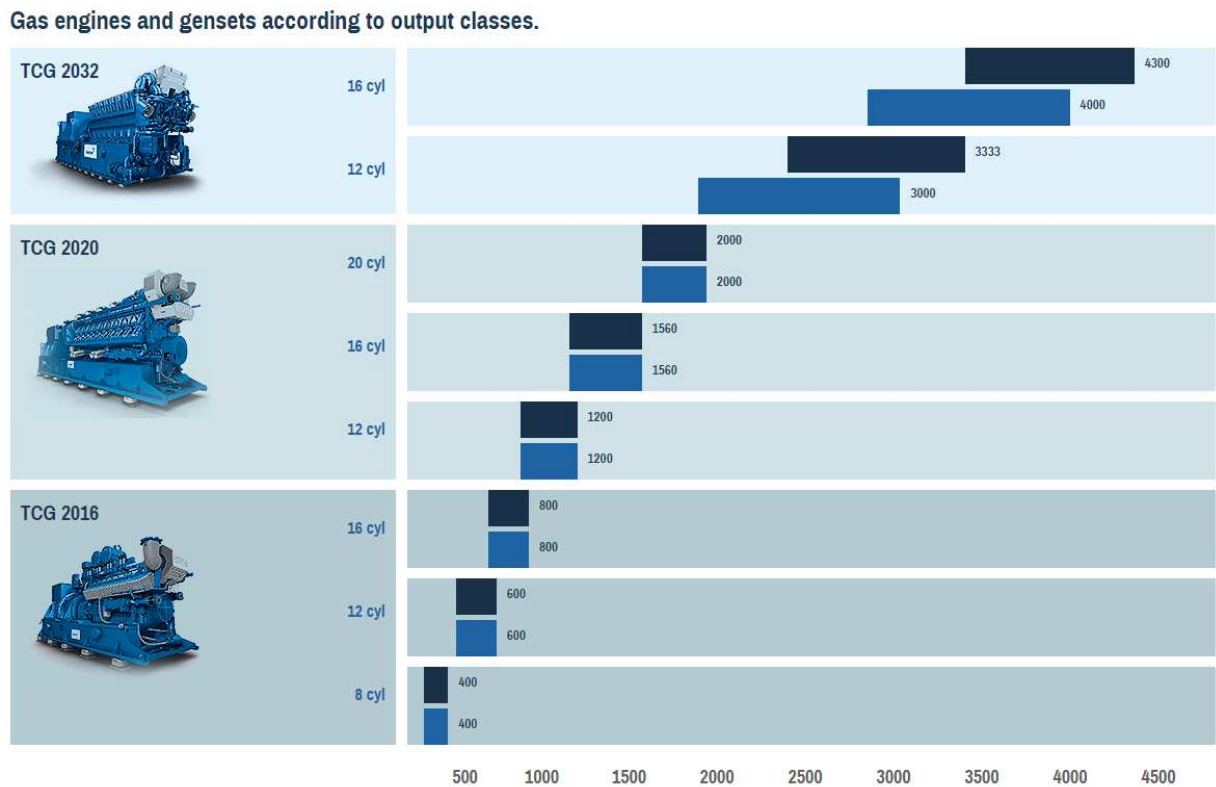


Fig.: 6.3. Portfolio de MWM en motores de gas para cogeneración, en relación a la potencia nominal.

MWM posee un amplio rango de potencias desde apenas 400 kW hasta 4300 kW en su equipo más potente.

| Engine type | | TCG 2020 V12 | | TCG 2020 V16 | | TCG 2020 V20 | |
|-------------------------|----|--------------|-------|--------------|-------|--------------|-------|
| | | 50 Hz | 60 Hz | 50 Hz | 60 Hz | 50 Hz | 60 Hz |
| Electrical output | kW | 1200 | 1200 | 1560 | 1560 | 2000 | 2000 |
| Thermal output \pm 8% | kW | 1190 | 1196 | 1579 | 1589 | 1977 | 1983 |
| Electrical efficiency | % | 43.6 | 43.4 | 43.2 | 43.0 | 43.4 | 41.7 |
| Thermal efficiency | % | 43.3 | 43.2 | 43.8 | 43.7 | 43.2 | 43.2 |

Fig.: 6.4. Características del modelo de motor de MWM TCG2020 en función del número de cilindros.

En el tipo de motor con el rango de potencia más similar a nuestra demanda tenemos estas opciones en función del número de cilindros del motor.

| Tipo de motor | | GE J412 | GE J416 | GE J420 |
|---------------------------|----|---------|---------|---------|
| | | 50 Hz | 50 Hz | 50 Hz |
| Potencia eléctrica | kW | 889 | 1189 | 1487 |
| Potencia térmica \pm 8% | kW | 920 | 1224 | 1529 |
| Rendimiento eléctrico | % | 42,9 | 43 | 43 |
| Rendimiento térmico | % | 44,4 | 44,2 | 44,2 |

Fig.: 6.5. Características de los motores de la serie J4 de General Electric Jenbacher.

GE Jenbacher, uno de los fabricantes con tecnología más avanzada en este tipo de equipos, tiene los valores máximos de potencia muy similares a los requeridos por nuestra planta.

En concreto, dado que nuestro pico máximo se sitúa en torno a 1400kW vamos a elegir el motor GE Jenbacher J420, que consta de 20 cilindros en "V" con dos turbocompresores, uno en cada banco del motor. En la Fig.: 6.5. de arriba podemos ver los detalles de potencia eléctrica y térmica, así como sus respectivos rendimientos.

Una vez elegido el motor, consideramos que el layout de tuberías de aceite térmico de la caldera para el proceso se mantiene el mismo, cambiando únicamente tuberías de conexión entre el equipo de recuperación de calor y el sistema de tuberías existente.

La caldera-economizador del nuevo equipo también la tendremos en consideración para el cálculo de la inversión.

En el siguiente cuadro quedan resumidos los costes de la inversión a realizar:

| Sistema | Sub-sistema | Coste |
|-------------------------------------------|----------------------------------------------------|-----------------------|
| Grupo motogenerador | | 1.054.000,00 € |
| Instalación eléctrica | | 82.845,00 € |
| Sistema de gestión y control | | 32.877,00 € |
| Sistemas de recuperación de calor | | 329.571,00 € |
| Auxiliares: | | 106.068,00 € |
| | Instalación de Gas | |
| | Sistema de relleno y trasiego de aceite lubricante | |
| | Sistema de ventilación | |
| | Sistema de aislamiento acústico | |
| Equipo teledisparo | | 25.902,00 € |
| Ingeniería y Dirección de Obra | | 45.663,00 € |
| Obra Civil | | 9.900,00 € |
| Prevención Riesgos Laborales | | 3.000,00 € |
| Administración: Tasas, visados, licencias | | 5.000,00 € |
| Derechos Cías Distribuidoras | | 5.000,00 € |
| TOTAL | | 1.699.826,00 € |

Fig.: 6.6. Cuadro resumen de los costes de la inversión para la instalación.

La valoración de la rentabilidad de la inversión necesitamos los datos de consumo actuales:

| Situación actual | — |
|---------------------------|----------------|
| Consumo horario eléctrico | 927,05 kWh |
| Coste horario eléctrico | 117,36 € |
| Coste en electricidad | 1.028.109,86 € |
| Coste de gasoil | 440.902,72 € |

Fig.: 6.7. Resumen de costes reales de operación en la actualidad.

Con la nueva propuesta de inversión, los consumos quedarían de esta forma:

| | |
|--------------------------------------------------|-----------------|
| Propuesta: | – |
| Consumo horario de GN | 2155,92 kWh |
| Horas de funcionamiento anuales | 8100,00 horas |
| Consumo GN anual | 17462976,82 kWh |
| Coste de GN por kWh | 0,049636 € |
| Gasto en combustible con cogeneración | 866.792,32 € |
| Consumo de combustible durante mtto. (660 h/año) | 110.679,03 € |
| Ahorro en combustible anual | 491.541,23 € |

Fig.: 6.8. Cuadro resumen de los costes de consumo con el nuevo escenario.

El ahorro de combustible anual ascendería a 491542,23 euros.

Es importante destacar que el motor estaría operando a un régimen medio de un 62 %, por lo que la electricidad que no se está generando si se operase el motor al 100% de carga durante todas las horas operativas alcanzaría 4535 MWh.

Tenemos en cuenta el coste en mantenimiento de los nuevos equipos:

| | |
|---------------------------------|-------------|
| Gasto mantenimiento | – |
| Caldera actual y quemador | 7.000,00 € |
| Centro de transformación actual | 3.500,00 € |
| Grupo cogenerador | 72.900,00 € |

Fig.: 6.9. Cuadro resumen de los costes de mantenimiento en el nuevo escenario.

Cabe destacar el ahorro anual de combustible que alcanza los 491.000 euros.

Para analizar la viabilidad de la inversión tenemos en cuenta los balances previstos en 10 años de funcionamiento de la planta, para ser bastante conservadores dado la vida de los motores de este tipo suelen alcanzar las 100.000 horas de funcionamiento, las cuales se alcanzarían a algo más de los 12 años.

Con este propósito analizamos la variación de los principales factores que pueden afectar al rendimiento económico de la instalación a lo largo de estos 10 años.

La evolución del precio del gas natural; en 2006 el precio era de 0,0422 euros por kwh, mientras que en 2014 se sitúa en 0,0496. Lo que indica que el incremento de precio del gas natural en los últimos 8 años ha sido de un 2,05 % anual, por lo que estimamos que el crecimiento de valor se va a mantener igual durante los próximos 10 años.

La evolución del precio del gasoil; en 2006 con un precio de 0.574 €/l, es decir, 0.0575 €/kWh, mientras que en 2014 se sitúa en 0.721 €/l, 0.072 €/kWh. Esta variación del precio del gasoil a lo largo de los últimos 8 años es de un 2.85 % anual, estimamos este mismo incremento medio anual para el cálculo de los próximos 10 años.

La evolución del precio de la electricidad, del kilovatio hora eléctrico en 2006 era de 0,86 €/kWh, en el año 2014 el coste del kWh eléctrico es de 0,1266 €/kW. Este incremento de precio se tasa anualmente en un aumento del coste medio anual del 5%.

De este modo queda una previsión para los próximos 10 años tal y como el siguiente cuadro indica:

| Año: | Costes de instalación actual: | Costes con cogeneración: | Balance anual: | Retorno inversión: |
|-------------|--------------------------------------|---------------------------------|-----------------------|---------------------------|
| Año 0: | - | - | - | - 1.699.826,00 € |
| Año 1: | 1.532.983,80 € | 1.084.296,94 € | 448.686,86 € | - 1.251.139,14 € |
| Año 2: | 1.599.883,42 € | 1.108.251,77 € | 491.631,65 € | - 759.507,49 € |
| Año 3: | 1.669.850,16 € | 1.132.748,10 € | 537.102,06 € | - 222.405,43 € |
| Año 4: | 1.743.029,45 € | 1.157.798,52 € | 585.230,93 € | 362.825,50 € |
| Año 5: | 1.819.573,78 € | 1.183.415,90 € | 636.157,88 € | 998.983,38 € |
| Año 6: | 1.899.643,02 € | 1.209.613,42 € | 690.029,60 € | 1.689.012,97 € |
| Año 7: | 1.983.404,80 € | 1.236.404,59 € | 747.000,21 € | 2.436.013,19 € |
| Año 8: | 2.071.034,90 € | 1.263.803,23 € | 807.231,67 € | 3.243.244,85 € |
| Año 9: | 2.162.717,60 € | 1.291.823,50 € | 870.894,10 € | 4.114.138,96 € |
| Año 10: | 2.258.646,18 € | 1.320.479,89 € | 938.166,29 € | 5.052.305,25 € |

Fig.: 6.10. Comparativa entre los costes actuales y con cogeneración para cálculo retorno inversión.

Con un valor de retorno de la inversión o pay-back de 3.38 años.



Fig.: 6.11. Gráfica sobre el retorno de la inversión.

Básico en el cálculo de una inversión es el valor actual neto, el VAN:

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+k)^t} - I_0$$

Donde obtener el valor actual de un flujo de cajas futuro.

En nuestro caso el valor del VAN, considerando un tipo de interés del 7%, tiene un valor de:

VAN = 2.832.825,64 euros.

7.- CONCLUSIONES

El apartado anterior nos deja claramente la buena rentabilidad de la instalación dadas las características de consumo térmico y eléctrico de la planta. Muy relevante es el valor de retorno de la inversión situándose éste en 3.38 años, cuando la vida estimada de la planta se sitúa en torno a los 10 años.

Resulta obvio, aunque no por eso menos importante mencionar la gran ventaja de la cogeneración in situ, sin pérdidas de potencia en el transporte o suministro y con una conciencia real y directa del consumo de la planta. Este proyecto se ha centrado en todo momento en ajustar la potencia y modo de operación a la demanda de la planta y del mismo modo se ha realizado el análisis económico de viabilidad, es decir, no se ha valorado la venta de electricidad a la red. La cual teniendo en cuenta que en base a la demanda actual la carga media del motor se sitúa en el 62 %, queda un gran margen de carga para posible exportación a la red con los consecuentes ingresos generados. Realizando la estimación de esta venta acorde a RD661/2007 y del coste, el resultado en flujo de caja sería anualmente de 77.000 euros en positivo.

En cuanto a las emisiones de CO₂ originado por el nuevo sistema, es mucho menor dado que la misma fuente de energía es capaz de aprovechar la energía eléctrica generada así como la térmica. El total de emisiones se sitúa en 2046 toneladas de CO₂ anuales. Por un lado, ésta notable reducción del 60 % en las emisiones se debe a dos factores: el cambio a un combustible con menor factor de emisión y la ideal eliminación o infrautilización de la caldera de gasoil.

El modo ideal de operación se basa en utilizar tanto calor como energía eléctrica del motor, en caso de requerirse operación parcial de la planta sin consumo de calor, la operatividad del motor no se ve comprometida dado que la instalación de un bypass en la caldera expulsaría los gases a la chimenea directamente sin necesidad de producción de energía térmica.

Mientras que la a cargas parciales el rendimiento del motor empeora, no es lo suficientemente malo como para dejar de ser rentable frente al sistema anterior.

La instalación del motor, generador, sistema de escape, de admisión y intercambiadores de calor se han añadido al plano existente de la planta. Dicha modificación necesaria se encuentra en el apartado 8, los planos actualizados a la nueva configuración, la cual admite modificaciones también en caso de que el sistema de refrigeración actual, el cual está sobredimensionado sea insuficiente y necesitase de aerorrefrigeradores adicionales.

8.- PLANOS

La modificación en la planta actual de la planta química se realiza de una manera bastante sencilla eficaz. Dado que actualmente ya posee una caldera de aceite térmico y por lo tanto una sala confinada para esa función, la sala de motores así como la caldera de recuperación e intercambiadores de calor también se sitúan en la misma.

Para tal fin se necesita reformar la sala, dotándola de un sistema de ventilación forzada lo suficientemente potente como para asegurar el flujo de aire al motor y que éste pueda operar con normalidad.

Por otro lado, aunque este escenario se debe evitar, se mantiene la rejilla de ventilación natural para que en caso de que el motor no opere pero sí lo haga la caldera auxiliar, la normativa acerca de estos espacios se siga cumpliendo.

En las figuras 8.1. y 8.2. se pueden observar la sala original y la modificación a realizar una vez instalado el equipo cogenerador respectivamente. Dado que la sala de calderas se sitúa en un extremo de la planta, resulta relativamente sencillo la ampliación de la misma para introducir la cogeneración.

Se procede a aumentar el tamaño de la sala y como consecuencia a modificar la ubicación de los sistemas de refrigeración de la planta así como las bombas de circulación de agua de refrigeración. Se intenta desplazar lo mínimo los equipos de su posición original para minimizar los costes de instalación nuevamente.

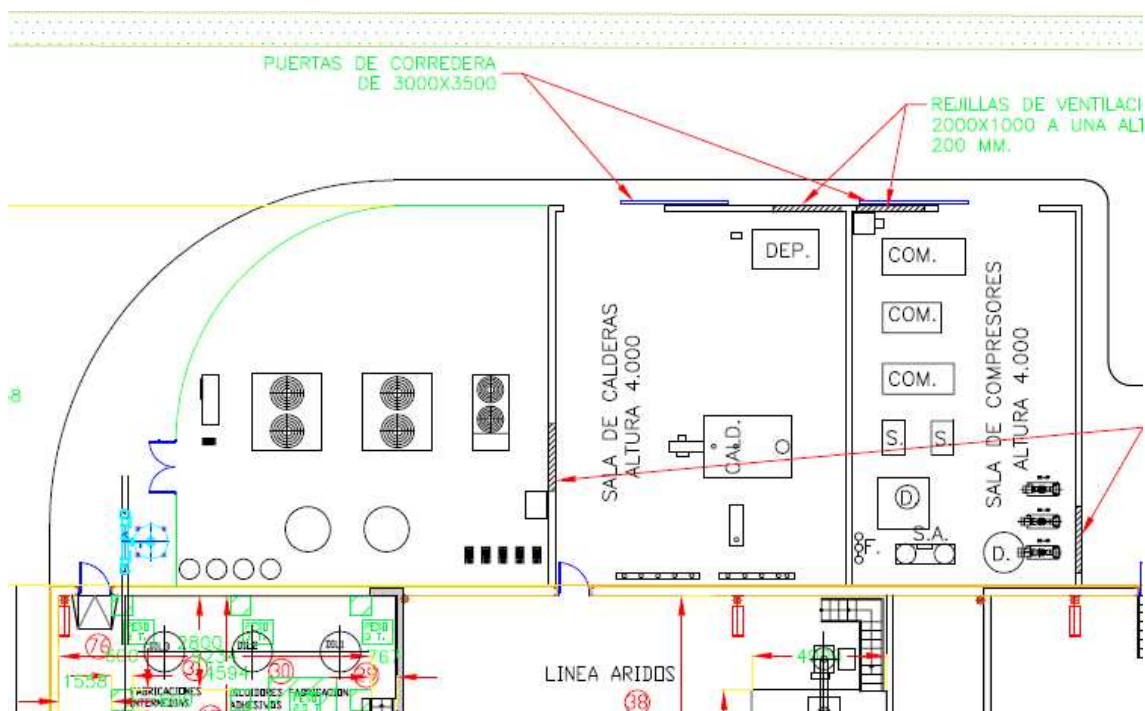


Fig.: 8.1. Detalle del plano general actual de la planta sobre la zona de la sala de calderas.

9.- ANEXOS Y REFERENCIAS

Anexo 1: Plano general acotado de la planta con la propuesta de cogeneración.

Anexo 2: Características técnicas de la serie de motores de gas J420 de GE Jenbacher.

Anexo 3: Documento técnico-comercial acerca de los nuevos motores J920 de GE Jenbacher.

Review of combined heat and power technologies – Office of industrial technologies, Office of energy efficiency and renewable energy • U.S. DEPARTMENT OF ENERGY

Universidad Carlos III de Madrid. Apuntes asignatura Ingeniería Térmica I

Universidad Carlos III de Madrid. Apuntes asignatura Ingeniería Térmica II

Instituto para la diversificación y ahorro de la energía. Ministerio de industria, energía y turismo. Gobierno de España.

Guía básica de calderas industriales eficientes. Consejería de economía y hacienda. Comunidad de Madrid.

Universidad de Cantabria. Asignatura Maquinas y motores térmicos.

Plan de Energías Renovables 2005-2010. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. Madrid, España.

Guía técnica para la medida y determinación del calor útil, de la electricidad y del ahorro de energía primaria de cogeneración de alta eficiencia.

Motores alternativos de gas. Motores térmicos para generación eléctrica. Comunidad de Madrid.

http://www.instmanfield.com/es_ES/caldera.php?modelo=ITF

<http://www.attsu.com/es/documentacion/dibujos-cad-calderas-fluido-termico>

http://www.instmanfield.com/es_ES/caldera.php?modelo=IFS

<http://www.sogecal.com/product/centrales-termicas-premontadas-de-vapor-o-fluido-termico/>

<http://www.sogecal.com/product/ork-konus-orbus-generadores-de-aceite-termico/>

<http://www.pirobloc.com/tag/caldera-fluido-termico/>

http://www.babcock-wanson.es/calderas_aceite_termico_funcionamiento.aspx

<http://www.pirobloc.com/tag/aceite-termico/>

http://www.babcock-wanson.es/calderas_aceite_termico_aplicaciones.aspx

http://www.sugimat.com/cogeneracion_p35.php

http://www.babcock-wanson.es/resources/fichiers/bw_es/catalogues/Catalogo_EPC_ES.pdf

<http://www.minetur.gob.es/energia/electricidad/energias-renovables/Paginas/preguntas-frecuentes.aspx#dt8>

<http://www.attsu.com/en/>

http://www.repsol.com/PE_ES/PRODUCTOS_Y_SERVICIOS/PRODUCTOS/GLP_BUTANO_Y_PRO_PANO/GUIA_DE_LOS_GLPS/USOS_DEL_GLP/GENERACION/COGENERACION/MOTORES_Y_TURBINA_DE_GAS/COMPARACION_MOTORES_GAS_TURBINAS.ASPX

<http://www.minetur.gob.es/energia/electricidad/Tarifas/Paginas/index.aspx>

<http://www.idae.es/index.php/mod.pags/mem.detalle/idpag.61/relcategoria.1035/relmenu.56>

http://www.minetur.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/propuestas/Documents/2014_03_03_Factores_de_emision_CO2_y_Factores_de_paso_Efinal_Eprimaria_V.pdf

<http://www.empresaeficiente.com/es/catalogo-de-tecnologias/motores-alternativos-a-gas#ancla>

<http://www.datosmacro.com/energia/precios-gasolina-diesel-calefaccion/espana>

<http://petromercado.com/blog/37-articulos/182-poder-calorifico-en-kw-del-gasoleo-c-butano-y-pellet.html>

<https://www.ge-distributedpower.com/products/power-generation>

<http://www.mwm.net/mwm-chp-gas-engines-gensets-cogeneration/gas-engines-power-generators/>

<http://bergen.rolls-royce.com/>

http://www.minetur.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/propuestas/Documents/2014_03_03_Factores_de_emision_CO2_y_Factores_de_paso_Efinal_Eprimaria_V.pdf

http://www.agenergia.org/files/resourcesmodule/@random499ac245a3041/1234890888_Metodologia_calculo_emisiones_CENEAM.pdf

<http://www.gasnaturalfenosa.es/es/hogar/productos+y+servicios/tarifas+de+energia/1285340342233/tarifas+precio+libre.html>